

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА
АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

**ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА
ТА ПРОМИСЛОВА
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Випуск 2

**Дніпропетровськ
Нова ідеологія
2010**

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

УДК 621.1

ISSN 2077-1134

Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика :
збірник наукових праць. – Випуск 2. – Дніпропетровськ :
Нова ідеологія, 2010. – 268 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України (НМетАУ).
Протокол № 7 от 25 травня 2010 р.

Засновник видання:

Національна металургійна академія України.

*Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу
масової інформації: серія КВ № 15114-3686Р от 10.04.2009 р.*
Періодичність видання – 1 раз на рік.

У збірнику, що рецензується, публікуються результати робіт,
які відповідають напрямкам досліджень спеціальності
05.14.06 – «Технічна теплофізика та промислова теплоенер-
гетика» (галузь – «технічні науки»), паспорт якої затвердже-
но постановою президії ВАК України від 08.11.2000 р.
№ 23-08/9.

Адреса редакції: Редакція збірника наукових праць «Технічна
теплофізика та промислова теплоенергетика», кафедра ТЕМП,
НМетАУ, пр. Гагаріна 4, м. Дніпропетровськ, 49600, Україна.

Телефони:

заступник головного редактора (+380562) 47-44-27;
відповідальний секретар (+38067) 297-49-62.

Факс: (+380562) 46-24-73.

E-mail: ktemp@ktemp.dp.ua

Web-сайт: <http://ttpt.ktemp.dp.ua/index.html>

© Національна металургійна академія України, 2010

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Величко Олександр Григорович – Національна металургійна академія України (НМетАУ), ректор; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф. – *головний редактор*.

Губинський Михайло Володимирович – НМетАУ, зав. каф. промислової теплоенергетики; д.т.н., проф. – *заступник головного редактора*.

Басок Борис Іванович – Інститут технічної теплофізики НАН України, заст. директора з наукової роботи; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф.

Безродний Михайло Костянтинович – НТТУ «КПІ», зав. каф. теоретичної та промислової теплотехніки; д.т.н., проф.

Варга Августін (Augustin Varga) – Технічний університет (м. Кошице, Словаччина), зав. каф. теплотехніки промислових печей; Ph. D., Prof.

Волкова Олена Іванівна (Olena Volkova) – технічний університет «Гірська академія» м. Фрайберг (Німеччина), As. Prof.; Ph. D.

Грес Леонід Петрович – НМетАУ, проф. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; д.т.н., проф.

Губинський Володимир Йосипович – НМетАУ, проф. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; д.т.н., проф.

Єрємін Олександр Олегович – НМетАУ, зав. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; к.т.н., доц.

Карп Ігор Миколайович – Інститут газу НАН України, почесний директор; академік НАН України, д.т.н., проф.

Кошельнік Вадим Михайлович – Національний політехнічний університет «Харківський політехнічний інститут», зав. каф. теплотехніки; д.т.н., проф.

Майстренко Олександр Юрійович – Інститут вугільних енерготехнологій НАН України, директор; академік НАН України, д.т.н., проф.

Недоп'юкін Федір Вікторович – Донецький національний університет, професор кафедри фізики нерівноважних процесів, метрології та екології; д.т.н., проф.

Павленко Анатолій Михайлович – Дніпродзержинський державний технічний університет, декан енергетичного факультету, професор кафедри теплоенергетики; д.т.н., проф.

Тімошпольський Володимир Ісаакович – ЗАТ «Нафтогазбудізоляція», директор з науки та нової техніки; д.т.н., проф.

Ткаченко Станіслав Йосипович – Вінницький національний технічний університет, зав. кафедри теплоенергетики; д.т.н., проф.

Хейфець Роберт Георгійович – ТОВ ПНЦ Трубосталь, заступник генерального директора з наукової роботи; д.т.н., проф.

Яковлєва Ірина Геннадіївна – Запорізька державна інженерна академія, зав. каф. теплоенергетики; д.т.н., проф.

Ярошенко Юрій Гаврилович – Уральський державний технічний університет – УПІ, проф. каф. теплофізики та інформатики в металургії; д.т.н., проф.

Гупало Олена В'ячеславівна – НМетАУ, доц. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; к.т.н., доц. – *відповідальний секретар*.

Шемет Тетяна Миколаївна – НМетАУ, асистент каф. теплотехніки та екології металургійних печей – *технічний редактор*.

НЕЗАЛЕЖНІ РЕЦЕНЗЕНТИ

Професора, доктора технічних наук М.П. Ревун, І.О. Павлюченков, В.В. Кравцов, В.О. Габринєць, О.В. Бородулін, В.О. Маслов, О.Д. Горбунов.

УДК 621.785

Алексеев Г.Ф. — д.т.н., проф., Ростовский государственный университет путей сообщения, Россия

Яковлева А.В. — Запорожская государственная инженерная академия, Украина

МЕТОДИКА РАСЧЕТА УГЛОВЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПРИ ОТОПЛЕНИИ «ТЕМНЫМИ» U-ОБРАЗНЫМИ ТРУБНЫМИ ИЗЛУЧАТЕЛЯМИ

В статье предложена методика расчета угловых коэффициентов излучения в системе поверхностей «излучающая труба – отражатель – расчетная поверхность пола помещения» при симметричном расположении горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы. Проведены численные расчеты угловых коэффициентов для различных конструктивных размеров излучателя. Результаты расчетов показывают, что уменьшение высоты отражателя является целесообразным в практике проектирования таких излучателей. Уменьшение расстояния между осями горелочной и уходящей ветвей в каждом конкретном случае должно быть технически и экономически обосновано.

Ключевые слова: U-образный трубный излучатель, горелочная ветвь излучающей трубы, уходящая ветвь излучающей трубы, корпус отражателя, угловые коэффициенты излучения, лучистый теплообмен.

Анализ проблемы

В последние годы в Украине и за рубежом для отопления помещений большого объема (ангаров, цехов, промышленных предприятий, ремонтно-экипировочных депо, железнодорожных вокзалов и т.д.) успешно применяется лучистое отопление и обогрев «темными» трубными излучателями вместо «классического» конвективного отопления, что позволяет получить значительную экономию топлива и материальных средств [1]. Основными элементами такого отопления и обогрева являются L и U-образные трубные излучатели. Их производителями являются зарубежные фирмы «GoGas», «Adrian», «Infra» и др.

Постановка задачи

При проектировании систем лучистого отопления возникает необходимость обеспечения нормируемой облученности (плотности лучистого теплового потока). На наш взгляд, она зависит от расположения излучателей в отапливаемом помещении и их конструктивного

оформления. Для расчета облученности от «темных» трубных излучателей необходимо предварительно определить угловые коэффициенты в системе поверхностей излучателя и поверхности пола помещения. В предлагаемой статье проводится анализ угловых коэффициентов при отоплении и обогреве U-образными трубными излучателями с симметричным расположением горелочной и уходящей ветвей в корпусе отражателя.

Основные исследования

Конструктивно U-образный трубный излучатель выполняется чаще всего следующим образом (рис. 1).

Конструкция U-образного трубного излучателя включает в себя горелочную и уходящую ветви излучающей трубы диаметрами d_1' и d_1'' с поверхностями F_1' и F_1'' , расположенными внутри корпуса отражателя прямоугольной или трапециевидной формы поверхностью F_2 . Расстояние между осями симметрии ветвей S , расстояние по вертикали от осей ветвей до нижней кромки отражателя h , высота отражателя H , угол наклона боковых стенок к горизонту α .

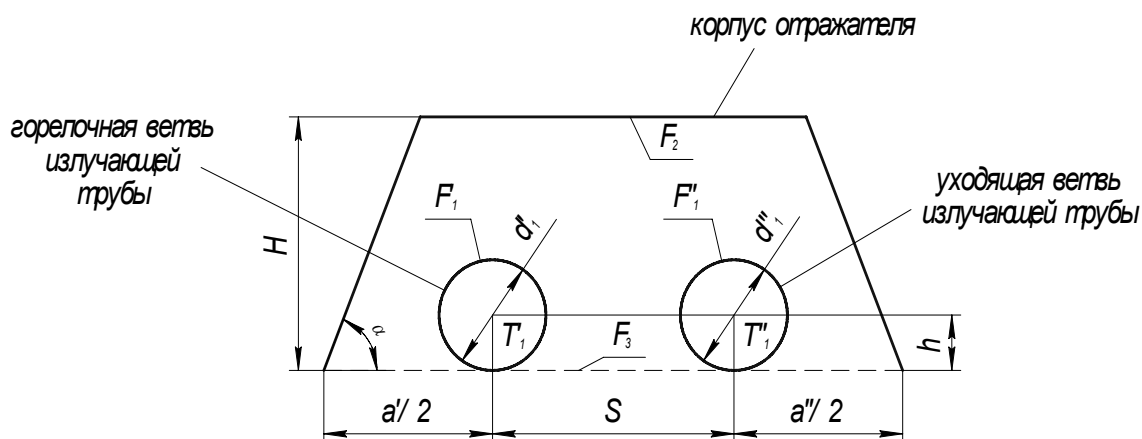


Рис. 1. Конструктивная схема U-образного трубного излучателя (поперечный разрез)

Работа U-образного трубного излучателя осуществляется следующим образом. Предварительно подготовленная в специальной горелке газоздушная смесь сгорает в горелочной ветви, двигаясь вдоль, при этом происходит нагрев ее внутренней поверхности. В конце горелочной ветви продукты сгорания изменяют свое направление на 180° и по уходящей ветви движутся в обратном направлении. Из конца уходящей ветви трубы продукты сгорания удаляются по дымовому каналу за пределы цеха. Температуры наружных поверхностей горелочной и уходящей ветвей переменны по длине вследствие

изменения температуры продуктов сгорания. Для упрощения анализа лучистого теплообмена примем температуры наружных поверхностей горелочной и уходящей ветвей постоянными и, соответственно, равными T_1' и T_1'' , где $T_1' > T_1''$.

Ветви 1' и 1'' трубы участвуют в лучистом теплообмене с внутренней поверхностью отражателя F_2 , поверхностью помещения, а также между собой. Поверхность отражателя F_2 участвует в теплообмене с наружными поверхностями горелочной и уходящей ветвей, а также с поверхностью помещения. Поскольку весь лучистый поток с поверхностей F_1' , F_1'' и F_2 на поверхность помещения «проходит» через нижнее основание отражателя, примем условно в качестве расчетной поверхности помещения поверхность F_3 , равную поверхности основания отражателя.

Каждая из указанных поверхностей F_1' , F_1'' , F_2 , F_3 участвует в лучистом теплообмене со всеми остальными. Доля лучистой энергии, падающая с одной поверхности (i) на другую (j) оценивается угловым коэффициентом. Соответственно можно назвать 12 угловых коэффициентов. Кроме того, имеет место самооблучение внутренней поверхности отражателя. При симметричном расположении горелочной и уходящей ветвей одинакового диаметра относительно оси симметрии излучателя соответствующие угловые коэффициенты попарно равны ($\phi_{1'1''} = \phi_{1''1'}$; $\phi_{1'2} = \phi_{1''2}$; $\phi_{21'} = \phi_{21''}$; $\phi_{31'} = \phi_{31''}$; $\phi_{1'3} = \phi_{1''3}$) и, следовательно, необходимо определить 8 угловых коэффициентов: $\phi_{1'3}$, $\phi_{1''3}$, $\phi_{1'2}$, $\phi_{21'}$, ϕ_{23} , ϕ_{22} , $\phi_{31'}$, ϕ_{32} . Используя численные значения указанных угловых коэффициентов можно производить анализ лучистого теплообмена при работе U-образных симметричных трубных излучателей.

Определим все угловые коэффициенты.

1. Угловой коэффициент с поверхности горелочной ветви на условную (расчетную) поверхность F_3 определяем на основании меры полного потока [2], суммируя угловые коэффициенты на симметричную и несимметричную части поверхности F_3 . Симметричная часть $F_3^{\text{симм}}$ равна $\left(\frac{a}{2} \cdot 2\right)$. Несимметричная часть $F_3^{\text{несимм}}$ зависит от расположения излучающей трубы в отражателе относительно его основания, т.е. от расстояния h (рис. 1):

$$\text{при } h = \frac{d}{2} \quad F_3^{\text{несимм}} = \left(S - \frac{a}{2}\right);$$

$$\text{при } h > \frac{d}{2} \quad F_3^{\text{несимм}} = S.$$

Угловой коэффициент на симметричную часть поверхности F_3 определим, используя известное соотношение [2]:

$$\varphi_{1'3}^{\text{симм}} = \frac{1}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{a}{2h}. \quad (1)$$

Угловой коэффициент на несимметричную часть поверхности F_3 шириной $\left(S - \frac{a}{2}\right)$ при $h = \frac{d}{2}$ определим, используя соотношение [2]:

$$\varphi_{1'3}^{\text{несимм}} = \frac{1}{\pi} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{S}{h} \right) - \operatorname{arctg} \left(\frac{a}{2h} \right) \right]. \quad (2)$$

Угловой коэффициент на несимметричную часть шириной S при $h > \frac{d}{2}$ определим по формуле [2]:

$$\varphi_{1'3}^{\text{несимм}} = \frac{1}{2\pi} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{S + \frac{a}{2}}{h} \right) - \operatorname{arctg} \left(\frac{a}{2h} \right) \right]. \quad (3)$$

Таким образом, общий угловой коэффициент с поверхности F_1' горелочной ветви на условную поверхность F_3 определим суммированием соответствующих угловых коэффициентов:

$$\text{при } h = \frac{d}{2} \text{ и при } h > \frac{d}{2} \quad \varphi_{1'3} = \varphi_{1'3}^{\text{симм}} + \varphi_{1'3}^{\text{несимм}}. \quad (4)$$

2. Угловой коэффициент излучения $\varphi_{1'1''}$ с поверхности F_1' горелочной ветви на поверхность F_1'' уходящей ветви определим, используя известное решение для двух бесконечных параллельных труб одинакового диаметра [2]:

$$\varphi_{1'1''} = \frac{1}{\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{S}{d} \right)^2 - 1} + \arcsin \frac{d}{S} - \frac{S}{d} \right). \quad (5)$$

3. Угловой коэффициент с поверхности F_1' горелочной ветви на внутреннюю поверхность отражателя F_2 определим, применяя свойство замыкаемости лучистых потоков [2], согласно которому сумма угловых коэффициентов излучения с поверхности рассматриваемого тела со всеми остальными равна единице. Следовательно,

$$\varphi_{1'2} = 1 - \varphi_{1'3} - \varphi_{1'1''}. \quad (6)$$

4. Угловой коэффициент излучения с внутренней поверхности отражателя F_2 на поверхность горелочной ветви F_1' определим, используя свойство взаимности лучистых потоков [2]:

$$\varphi_{21'} = \frac{F_1' \varphi_{1'2}}{F_2^{\text{эф}}}, \quad (7)$$

где $F_2^{\text{эф}}$ – эффективная, видимая с горелочной ветви поверхность F_2 .

$$F_2^{\text{эф}} = \left(\frac{H}{\sin \alpha} \right) + \left(\frac{a}{2} - H \cdot \text{ctg} \alpha \right) + S + \left(\frac{a}{2} - H \cdot \text{ctg} \alpha \right) + \left(\frac{H}{\sin \alpha} - \frac{d}{\sin \alpha} \right). \quad (8)$$

5. Угловой коэффициент излучателя с условной поверхности F_3 на эффективную поверхность горелочной ветви $F_1^{\text{эф}}$ определим, используя свойство взаимности лучистых потоков [2]:

$$\varphi_{31'} = \frac{F_1^{\text{эф}} \varphi_{1'3}}{F_3^{\text{эф}}}. \quad (9)$$

Величина эффективной поверхности горелочной ветви $F_1^{\text{эф}}$, видимая с $F_3^{\text{эф}}$, определяется, в первом приближении, из геометрических представлений отдельно для левой и правой частей периметра трубы горелочной ветви:

$$F_1^{\text{эф}} = r \left(\arccos \frac{r}{\sqrt{h^2 + S^2}} + \arctg \frac{S}{h} \right) + r \left(\arccos \frac{r}{\sqrt{h^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2}} + \arctg \frac{a}{2h} \right). \quad (10)$$

$F_3^{\text{эф}}$ – величина эффективной поверхности F_3 , участвующая в лучистом теплообмене с эффективной поверхностью $F_1^{\text{эф}}$ горелочной ветви:

$$\text{при } h=d/2 \quad F_3^{\text{эф}} = a/2 + S, \quad (11)$$

$$\text{при } h>d/2 \quad F_3^{\text{эф}} = a/2 + S + a/2. \quad (12)$$

Проведены численные расчеты угловых коэффициентов для пяти вариантов исходных данных. Конструктивные размеры излучателя по вариантам приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

№ варианта	Параметры излучателя						
	d' , м	d'' , м	S , м	H , м	h , м	α	$\frac{a}{2}$, м
1	0,1	0,1	0,3	0,18	0,05	60	0,15
2	0,08	0,08	0,3	0,18	0,04	60	0,15
3	0,1	0,1	0,3	0,15	0,05	60	0,15
4	0,1	0,1	0,2	0,18	0,05	60	0,15
5	0,1	0,1	0,3	0,18	0,1	60	0,15

В качестве базового (основного) принят вариант № 1. В других варьировали следующие геометрические размеры:

- в варианте № 2 уменьшили диаметр d' до 0,08 и $h = \frac{d}{2} = 0,04$ м;
 - в варианте № 3 уменьшили высоту отражателя H до 0,15 м;
 - в варианте № 4 уменьшили расстояние S до 0,2 м;
 - в варианте № 5 увеличили расстояние h до 0,1 м.
- Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Расчетные значения угловых коэффициентов по вариантам

№ вар.	Расчетные значения угловых коэффициентов									
	$\Phi_{1'3}^{\text{сим}}$	$\Phi_{1'3}^{\text{несим}}$	$\Phi_{1'3}$	$\Phi_{1'1''}$	$\Phi_{1'2}$	$\Phi_{21'}$	$\Phi_{31'}$	Φ_{32}	Φ_{23}	Φ_{22}
1	0,397	0,024	0,421	0,053	0,526	0,240	0,251	0,498	0,371	0,149
2	0,416	0,020	0,436	0,042	0,522	0,184	0,215	0,570	0,425	0,207
3	0,397	0,024	0,421	0,053	0,526	0,252	0,251	0,498	0,388	0,108
4	0,397	0,012	0,409	0,081	0,510	0,273	0,308	0,384	0,273	0,181
5	0,312	0,058	0,370	0,053	0,577	0,263	0,202	0,596	0,444	0,03

Из результатов расчетов следует:

1. Уменьшение d_1' – диаметра горелочной ветви незначительно увеличивает $\Phi_{1'3}$ – долю лучистой энергии с ее поверхности на расчетную поверхность F_3 с 0,421 до 0,436; при этом уменьшается $\Phi_{1'1''}$ – доля лучистой энергии от горелочной ветви на уходящую ветвь и увеличивается Φ_{23} – доля лучистой энергии от отражателя на расчетную поверхность F_3 от 0,371 до 0,425. Все 3 фактора являются положительными. Одновременно увеличивается Φ_{22} – доля лучистой энергии, излучаемой поверхностью отражателя «сам на себя» от 0,149 до 0,207, что является отрицательным фактором.

2. Уменьшение H – высоты отражателя (варианты 1 и 3) от 0,18 до 0,15 приводит к уменьшению поверхности F_2 ; при этом уменьшается Φ_{22} от 0,149 до 0,108 (т.е. примерно на 30 %) и увеличивается Φ_{23} от 0,371 до 0,388 (примерно на 5 %); таким образом, уменьшение H позволяет получить положительные результаты. Поскольку уменьшение H позволяет сократить расход металла на изготовление отражателя, можно предположить, что уменьшение высоты отражателя является целесообразным в практике проектирования таких излучателей.

3. Уменьшение S – расстояния между осями горелочной и уходящей ветвями (варианты 1 и 4) от 0,3 до 0,2 приводит к уменьшению поверхности отражателя F_2 , при этом уменьшаются $\Phi_{1'3}$ – доли лучистой энергии, падающей от горелочной ветви на поверхность пола помещения от 0,421 до 0,409, и $\Phi_{1'2}$ – на внутреннюю поверхность отражателя от 0,526 до 0,510; одновременно увеличивается $\Phi_{1'1''}$ – доля

лучистой энергии, падающей с горелочной ветви на уходящую от 0,053 до 0,081. Уменьшение поверхности отражателя F_2 за счет уменьшения S приводит к уменьшению φ_{23} – доли лучистой энергии, падающей от его внутренней поверхности на поверхность пола помещения от 0,371 до 0,273, т.е. на 25 %, что является негативным фактором. Следовательно, уменьшать S нужно в каждом конкретном случае обоснованно. Окончательный вариант может быть принят после сопоставления материальных затрат на изготовление излучателей рассматриваемых вариантов и численной оценки результирующих тепловых потоков излучением от излучающей трубы и отражателя на поверхность пола помещения.

Следует обратить внимание, что проведенный анализ справедлив для геометрических угловых коэффициентов, характеризующих долю лучистой энергии, падающей с излучающей поверхности (первый индекс при φ) на лучевоспринимающую поверхность (второй индекс при φ).

Проведенный анализ является предварительным. Более точные результаты могут быть получены при анализе лучистого теплообмена между рассматриваемыми поверхностями с учетом реальных температур излучающих труб и поверхности отражателя. Это является предметом дополнительных исследований и в данной статье не рассматривается.

Выводы

1. Предложена методика расчета угловых коэффициентов излучения в системе поверхностей «излучающая труба – отражатель – расчетная поверхность пола помещения» при симметричном расположении горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы.

2. Предложенная методика расчета является основой при расчете лучистого теплообмена в указанной системе поверхностей, а также при определении облученности поверхности пола отапливаемого помещения и оценке соблюдения санитарно-гигиенических норм по регламентируемому значению облученности.

Список литературы

1. Тютюнников А. И. О применении газовых инфракрасных излучателей для отопления производственных зданий / А. И. Тютюнников, В. Ю. Мосягин // Ассоциация инженеров по вентиляции, отоплению, кондиционированию. АВОК. – 2003. – № 3. – С. 13–18.
2. Блох А. Г. Теплообмен излучением : справочник / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

Рукопись поступила 01.03.2010 г.

УДК 536.24:536.27

Безродный М.К. – д.т.н., проф., Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт» (НТУУ «КПИ»)

Барабаш П.А. – к.т.н., доц., НТУУ «КПИ»

Назарова И.А. – к.т.н., ассистент, НТУУ «КПИ»

Костюк А.П. – ст. препод., НУВГП

О БЕСПРОВАЛЬНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ ПРОТОЧНОГО БАРБОТАЖНОГО СЛОЯ

Представлены результаты экспериментального исследования беспровального режима проточного барботажного слоя контактного утилизатора теплоты. Установлено существование двух характерных областей изменения параметров барботажного слоя, определяющих величину весового уровня слоя: область зависимости критической скорости газа от весового уровня и автомоделную область.

Ключевые слова: проточный барботажный слой, критическая скорость, весовой уровень.

Введение

Экономное потребление энергетических и топливных ресурсов можно обеспечить использованием высокопроизводительных аппаратов для осуществления технологических и энергетических процессов. При этом большое значение имеет реализация эффективных способов тепломассообмена между потоками теплоносителей с минимальными затратами энергии. К таким способам относится охлаждение дымовых газов в проточном барботажном слое в вертикальных каналах, где объединяются преимущества высоких скоростей газа с самоорганизацией интенсивного перемешивания жидкости по толщине двухфазного слоя при постоянном обновлении поверхности раздела фаз.

Одним из условий нормальной работы как непроточного, так и проточного барботажного слоя является обеспечение беспровального режима, при котором жидкость удерживается над дырчатым листом и не выливается вниз через отверстия в нем. Эти условия достигаются при определенной скорости движения легкой фазы в отверстиях дырчатого листа.

Анализ литературы показал, что условия беспровального режима исследованы только для непроточного барботажного слоя [1, 2]. В работе [1] получено, что минимальная скорость газа в отверстиях, обес-

печивающая беспровальный режим, зависит от таких геометрических характеристик, как высота барботажного слоя, радиус отверстия дырчатого листа и диаметр барботера. Авторы работы [2] отмечают, что заметные колебания минимальной скорости газа имеют место в слоях толщиной 100 – 150 мм.

В данной работе приведены результаты экспериментального исследования беспровального режима проточного барботажного слоя контактного утилизатора теплоты с целью определения условий обеспечения такого режима работы аппарата.

Экспериментальная установка и методика проведения экспериментов

Исследования проводились на экспериментальной установке, которая представлена на рис. 1. Основными узлами установки являются: воздушная камера, рабочий участок, сепаратор, система подачи воздуха, система подвода воды и контрольно-измерительная система.

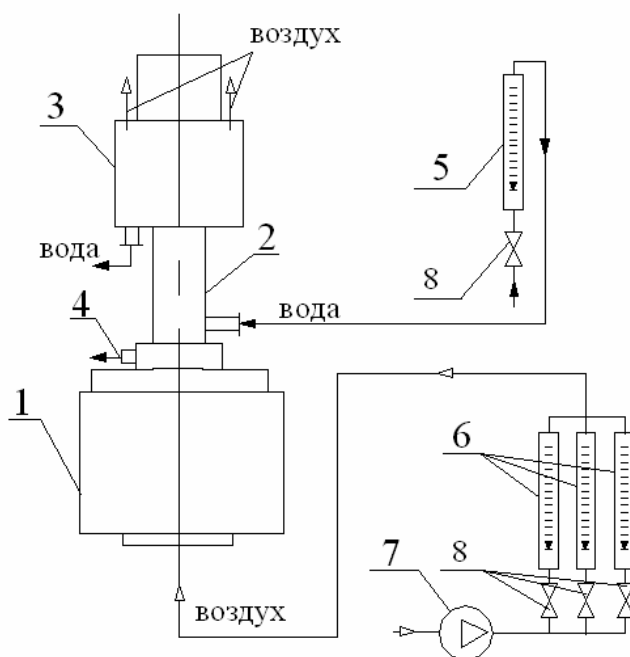


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 – воздушная камера; 2 – рабочий участок;
- 3 – сепаратор, 4 – слив провальной воды;
- 5 – ротаметр для измерения расхода воды;
- 6 – ротаметры для воздуха; 7 – компрессор;
- 8 – вентили

Воздух подавался в установку при помощи компрессора 5 через три параллельно установленные ротаметра 7 и камеру 1, которая необходима для сглаживания пульсаций воздушного потока на входе в

рабочий участок. Параллельное подключение ротаметров 7 позволяло увеличить точность измерения расхода воздуха в различных диапазонах его измерения. Регулирование расхода воздуха производилось тремя вентилями 6. Холодная вода подавалась из водопроводной сети через вентиль 3. Расход воды контролировался при помощи ротаметра 4.

Рабочий участок представлен на рис. 2.

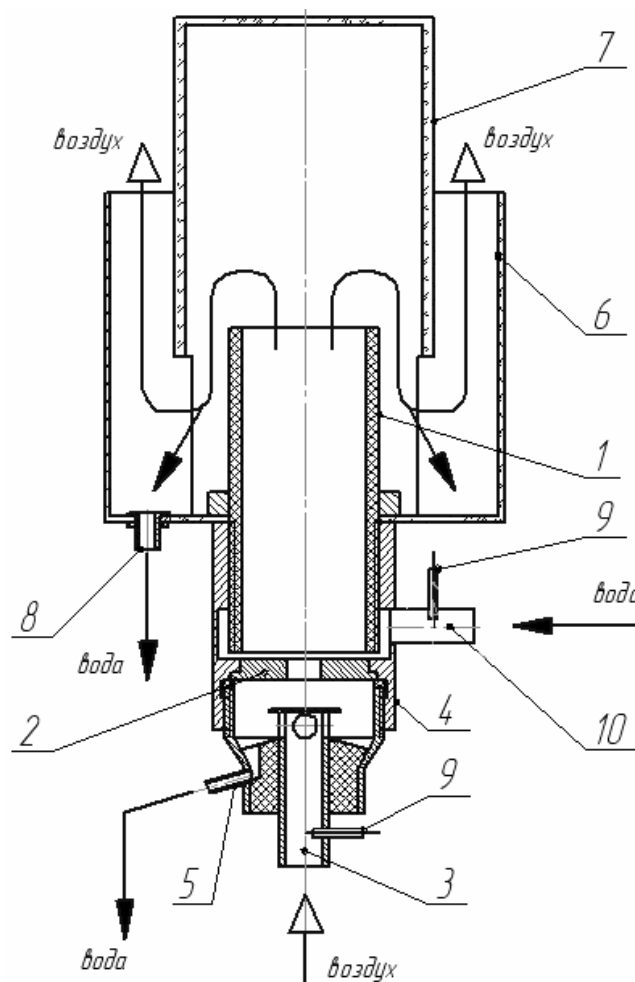


Рис. 2. Рабочий участок:

- 1 – барботажная труба; 2 – шайба;
- 3 – патрубок подачи воздуха; 4 – корпус;
- 5 – патрубок контроля провала воды;
- 6 – водосборник; 7 – сепаратор;
- 8 – патрубок для отвода воды,
- 9 – термopар; 10 – патрубок для подвода воды

Ввод жидкости в барботажную трубу производился по патрубку подвода воды 10, через щель между нижним торцом барботажной трубы 1 и диафрагмой 2. Воздух поступал в барботажную трубку через патрубок подачи воздуха 3 и шайбу 2. Температура воздушного

потока и воды на входе в рабочий канал измерялась термопарами 9. После прохождения двухфазного потока по рабочему каналу, жидкость отделялась от воздуха при помощи сепаратора 7 и под действием силы тяжести попадала в водосборник 6, откуда отводилась в дренаж через патрубок 8. В качестве барботажной трубы использовались вертикальные трубки диаметром 0,032; 0,023; 0,017 м и высотой 0,047; 0,067; 0,09; 0,11; 0,13 и 0,167 м.

При проведении эксперимента устанавливалось постоянное значение расхода жидкости и такой расход воздуха, при котором скорость воздушного потока в отверстии шайбы была больше критической, то есть такой, при которой жидкость не проваливается через отверстие в шайбе. Далее постепенно уменьшался расход воздуха до тех пор, пока в патрубке контроля провала воды 5 не появится жидкость. Для точного фиксирования значения расхода воздуха, при котором наступает провал, проводили несколько таких замеров, как при уменьшении расхода воздуха, так и при его увеличении для каждого диаметра отверстия в шайбе. Диаметр отверстия в шайбе составлял 5; 6; 8 и 10 мм.

В ходе экспериментов объемная плотность орошения изменялась в интервале от $8,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ до $4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, а скорость воздушного потока – от 1 м/с до 20 м/с.

Результаты экспериментов и их анализ

Критическая скорость воздуха в отверстиях диафрагмы газоподводящего устройства, характеризующая условия провала жидкости, исследовалась в зависимости от удельного расхода жидкости плотности орошения Q_m и геометрических параметров барботажного устройства: диаметра отверстия в диафрагме, диаметра и высоты барботажного канала.

Из рис. 3 видно, что критическая скорость газовой фазы $w_{кр}$ в отверстии шайбы зависит как от плотности орошения Q_m , так и от диаметра отверстия шайбы $d_{ш}$. С ростом плотности орошения значения $w_{кр}$ асимптотически возрастают до некоторой константы, значения которой зависят от диаметра отверстия в шайбе. Это можно объяснить тем, что при малых значениях Q_m режим течения двухфазного потока в активной зоне определяет струя газа, поступающая в эту зону через отверстие в шайбе. Жидкость при этом оттесняется в основном к стенкам канала, а часть ее срывается с кромок отверстия в шайбе газовой струей и выбрасывается в виде капель из активной зоны. При малых значениях высоты активной зоны $h_{mp} \leq 0,07 \text{ м}$ пенный барботажный слой не образуется.

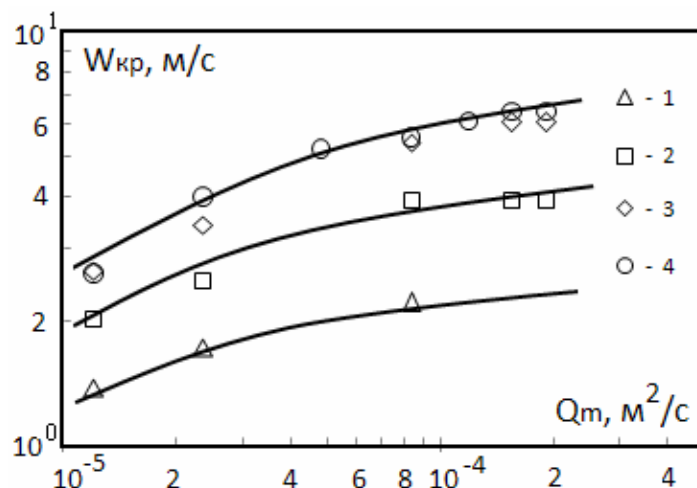


Рис. 3. Влияние диаметра отверстия шайбы на зависимость $w_{кр}=f(Q_m)$ для $d_{тр}=0,023$ м, $h_{тр}=0,070$ м: 1 – $d_{ш}=5$ мм; 2 – 6; 3 – 8; 4 – 10

При увеличении плотности орошения все большее влияние на течение начинает оказывать жидкая фаза. Жидкость из активной зоны уже не успевает эвакуироваться капельным уносом, газосодержание в активной зоне снижается, а это приводит к образованию столба жидкости с включениями газовой фазы, который заполняет канал на всю высоту, переливаясь через его верхний край. При этом увеличивается влагосодержание двухфазного слоя, что влечет за собой увеличение гидростатического напора двухфазного слоя и, в конечном счете, приводит к возрастанию критической скорости воздуха в момент провала жидкости.

Следует отметить, что диаметр отверстия в шайбе $d_{ш}$ оказывает влияние на $w_{кр}$ при его значении меньше 8 мм (5 мм и 6 мм). При $d_{ш} \geq 8$ мм ($Bo > 2,5$) влияние его на $w_{кр}$ вырождается. Причиной этого может быть снижение влияния капиллярных эффектов при увеличении диаметра отверстия в шайбе.

На рис. 4 показано, что диаметр барботажной трубки $d_{тр}$ не влияет на зависимость $w_{кр}=f(Q_m)$ в диапазоне значений $d_{тр} = (0,023 \div 0,032)$ м. Однако, при $d_{тр}=0,017$ м обнаружено существенно меньшее влияние плотности орошения на критическую скорость газовой фазы в отверстии шайбы. По-видимому, это связано с тем, что при малых значениях диаметра трубы ($Bo < 10$) имеет место чисто снарядный режим течения двухфазного потока, при котором изменение расхода жидкости оказывает весьма слабое влияние на пародержание двухфазного слоя и, тем самым, на гидростатический напор столба смеси в рабочем канале.

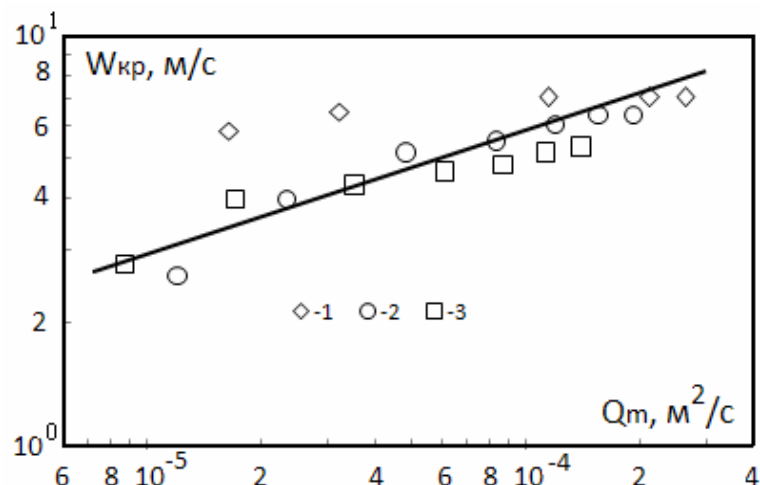


Рис. 4. Влияние диаметра барботажной трубы на зависимость $w_{кр} = f(Q_m)$ для $d_{ш} = 10$ мм, $h_{тр} = 0,070$ м: 1 – $d_{тр} = 0,017$ м; 2 – 0,023; 3 – 0,032

При $Q_m > 2 \cdot 10^{-4}$ м²/с значения $w_{кр}$ совпадают для всех исследованных диаметров $d_{тр}$.

Влияние высоты барботажной трубы на критическую скорость газа в отверстии шайбы показано на рис. 5. Из рисунка видно, что на трубке диаметром $d_{тр} = 0,032$ м и высотой $h_{тр} = 0,167$ м наблюдается постоянное значение $w_{кр} = 7$ м/с при значениях плотности орошения $Q_m = (8,8 \cdot 10^{-6} \div 1,4 \cdot 10^{-4})$ м²/с. При меньших значениях $h_{тр} = (0,110 \div 0,047)$ м зависимости $w_{кр} = f(Q_m)$ поднимаются на асимптоту $w_{кр} = 7$ м/с при значениях Q_m тем больших, чем меньше значения высоты барботажной трубки.

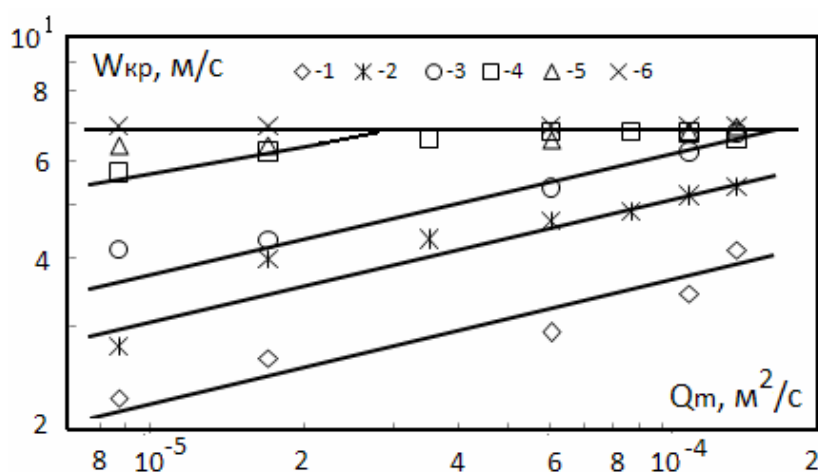


Рис. 5. Влияние высоты барботажной трубы на зависимость $w_{кр} = f(Q_m)$ для $d_{ш} = 10$ мм, $d_{тр} = 0,032$ м: 1 – $h_{тр} = 0,047$ м; 2 – 0,067; 3 – 0,09; 4 – 0,11; 5 – 0,13; 6 – 0,167

Такой характер зависимости $W_{кр} = f(Q_m, h_{mp})$ свидетельствует о наличии двух областей параметров двухфазного слоя с различными механизмами явлений, определяющих критические значения скорости газа в момент провала жидкости.

Первая из этих областей, в которой имеет место влияние на $W_{кр}$ параметров Q_m и h_{mp} , связана с определяющим влиянием на $W_{кр}$ условий равновесия сил гидравлического сопротивления при проходе газа через отверстие в шайбе и сил тяжести столба двухфазной смеси и сил поверхностного натяжения.

Если учесть, что с увеличением диаметра отверстия более некоторого, указанного выше, значение влияния сил поверхностного натяжения вырождается, то равновесие оставшихся сил сопротивления и сил тяжести однозначно определяется величиной гидростатических сил. Они определяются высотой двухфазного слоя h_{mp} и его газосодержанием. Учитывая то, что газосодержание слоя, несомненно, зависит от удельного расхода жидкости Q_m , величины h_{mp} и Q_m должны определять собой некий единый параметр, определяющий величину гидростатического давления. Определенный эмпирическим путем этот параметр использован для обобщенного представления зависимости критической скорости газа в виде $W_{кр} = f(Q_m \cdot h^{4,55})$. Эта зависимость представлена на рис. 6 отдельно для труб диаметром 23 и 32 мм.

Как видно из графиков, как для одной, так и для другой трубы, совместное влияние величин Q_m и h_{mp} наблюдается только до определенного значения комплекса $Q_m \cdot h_{mp} = 1 \cdot 10^5$. Выше этого значения критическая скорость газа не зависит от параметров Q_m и h_{mp} .

Таким образом, существует вторая область параметров проточного двухфазного слоя, в которой величина критической скорости газа не зависит от условий равновесия указанных выше сил и автомодельная относительно гидростатического напора двухфазного слоя.

По-видимому, в этой области параметров величина $W_{кр}$ ограничена условиями поступления и течения жидкости в противотоке с газом в самом отверстии, которые полностью определяются краевыми эффектами. Полученное в этой области критическое значение скорости газа $W_{кр} = 7 \text{ м/с}$ не зависит от параметров проточного двухфазного слоя и соответствует значению критерия устойчивости С. С. Кутателадзе $K = 1,48$. Это значение критерия K совпадает с его значением, характеризующем начало явления «захлебывания» при противотоке восходящего потока газа и нисходящей пленки жидкости в вертикальных каналах [3]. Как известно, соответствующее кризисное явление проявляется в резком увеличении гидравлического сопротивления в

газовом потоке вследствие активного взаимодействия фаз на поверхности их раздела, сопровождающегося срывом капель с гребней волн на поверхности пленки жидкости. По-видимому, это явление и вызывает краевой эффект, препятствующий переливу жидкости через кромок отверстия в шайбе.

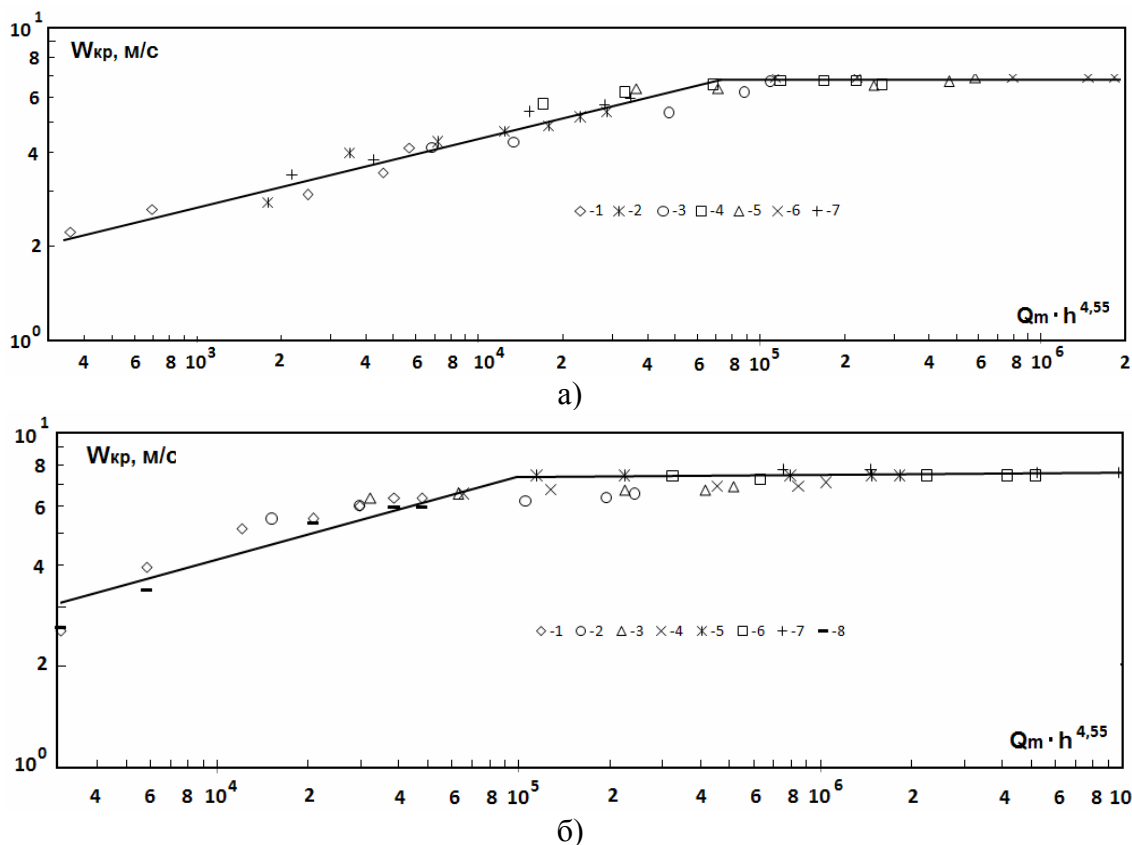


Рис. 6. Обобщение влияния высоты барботажной трубы на зависимость $w_{кр} = f(Q_m)$:

а) для $d_{mp} = 0,032$ м: 1 – $h_{mp} = 0,047$ м, $d_{ui} = 10$ мм; 2 – 0,067; 10; 3 – 0,09; 10;

4 – 0,11; 10; 5 – 0,13; 10; 6 – 0,167; 10; 7 – 0,07; 8;

б) для $d_{mp} = 0,023$ м: 1 – $h_{mp} = 0,07$ м, $d_{ui} = 10$ мм; 2 – 0,01; 10; 3 – 0,118; 10;

4 – 0,138; 10; 5 – 0,156; 10; 6 – 0,196; 10; 7 – 0,236; 10; 8 – 0,07; 8

С учетом вышеприведенного анализа опытные данные могут быть представлены в виде зависимости $W_{кр} = f(h_{yp})$ где $h_{yp} = h_{mp}(1 - \bar{\varphi})$ – весовой уровень двухфазного слоя, а $\bar{\varphi}$ – среднее газосодержание этого слоя. Значение $\bar{\varphi}$ может быть определено по зависимости, приведенной в [3]:

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{1,1 + W^*/W_{см}}, \quad (1)$$

где $W^* = W^o \psi$ – групповая скорость всплытия газовых пузырей, W^o – скорость всплытия одиночного пузыря, ψ – фактор взаимодействия пузырей, $W_{см}$ – приведенная скорость двухфазной смеси.

Используя приведенные в работе [3] соотношения для W^o и ψ и определив по ним величины $\bar{\varphi}$ и h_{yp} , опытные данные представлены на рис. 7 в виде зависимости $W_{кр} = f(h_{yp})$.

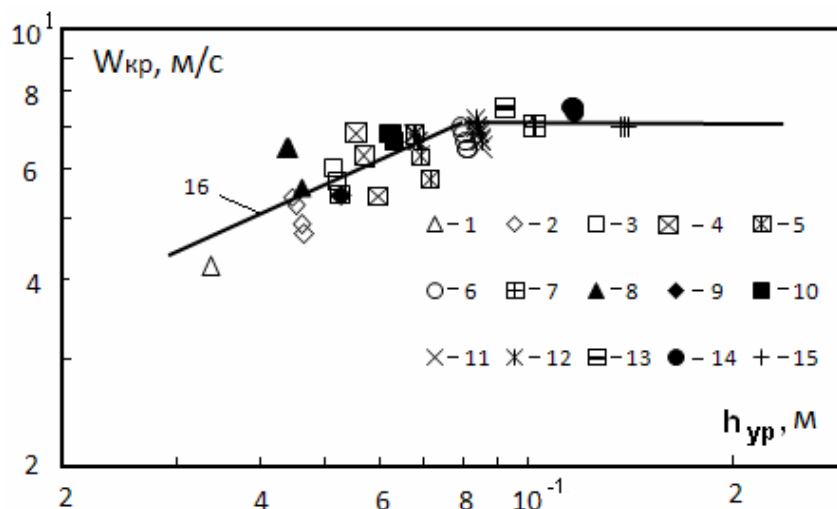


Рис. 7. Зависимость критической скорости воздуха от весового уровня двухфазной смеси: 1–7 – $d_{mp} = 0,032$ м: 1 – $h_{mp} = 0,047$ м, $d_{ш} = 10$ мм; 2 – 0,067, 10; 3 – 0,09, 10; 4 – 0,11, 10; 5 – 0,13, 10; 6 – 0,167, 10; 7 – 0,07, 8; 8–15 – $d_{mp} = 0,023$ м: 8 – 0,07, 8; 9 – 0,07, 10; 10 – 0,01, 10; 11 – 0,118, 10; 12 – 0,138, 10; 13 – 0,156, 10; 14 – 0,196, 10; 15 – 0,236, 10; 16 – по уравнению (3)

Полученная зависимость сопоставлена с зависимостью для критической скорости пара в отверстиях дырчатого листа для непроточного барботажного слоя [1], полученной из условия равенства противодействующих сил в отверстиях листа. Пренебрегая влиянием сил поверхностного натяжения, эта зависимость может быть записана в виде:

$$W_{кр} = C\sqrt{h_{yp}}, \quad (2)$$

где $C = \sqrt{2g\rho'/(\xi_o\rho'')}$ – величина, включающая коэффициент сопротивления отверстий ξ_o . Величина ξ_o была предварительно определена и по данным наших опытов имеет значение $\xi_o \cong 23$. Тогда, для системы воздух – вода уравнение (2) принимает вид:

$$W_{кр} = 26,5\sqrt{h_{yp}}. \quad (3)$$

Из рис. 7 видно, что зависимость по уравнению (3) удовлетворительно согласуется с полученными опытными данными в области влияния весового уровня двухфазного слоя. Однако при значениях $h_{yp} > 0,08$ м критическая скорость воздуха не зависит от h_{yp} , что свиде-

тельствует об изменении механизма кризисных явлений и об ограничении величины критической скорости краевым эффектом, связанным с началом явления «захлебывания» противотока жидкости и газа.

Выводы

1. Критическая скорость газа, характеризующая нижнюю границу беспровального режима работы проточного барботажного слоя, в области параметров, исключая влияние капиллярных сил ($Bo_m > 2,5$) и существование чисто снарядного режима течения двухфазной смеси ($Bo_{tr} > 10$), не зависит от диаметра отверстия газоподводящего устройства и диаметра канала барботажного устройства.

2. Установлено существование двух характерных областей изменения параметров барботажного слоя, определяющих величину весового уровня слоя: область зависимости критической скорости газа от весового уровня и автомодельную область.

3. Значение критической скорости газа в автомодельной от весового уровня области, определяется краевыми эффектами, однозначно связанными с началом «захлебывания» противотока жидкости и газа в отверстии и соответствует значению критерия устойчивости двухфазного потока $K = 1,48$.

Список литературы

1. Кутепов А. М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А. М. Кутепов, Л. С. Стерман, Н. Г. Стюшин. – М. : Высшая школа, 1986. – 448 с.

2. Кутателадзе С. С. Гидродинамика газожидкостных систем / С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович. – М. : Энергия, 1976. – 296 с.

3. Безродный М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – [2-е изд.]. – Киев : Факт, 2005. – 704 с.

Рукопись поступила 19.03.2010 г.

УДК 621.577+ 697.1

Безродний М.К. – д.т.н., проф., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»)

Куделя П.П. – к.т.н., доц., НТУУ «КПІ»

Дроздова О.І. – магістрант, НТУУ «КПІ»

ПОРІВНЯЛЬНИЙ ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТА ТРАДИЦІЙНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

Розглянуто ексергетичні втрати в основних елементах систем опалення на базі теплонасосної установки та опалювальної котельні та вказано на шляхи їх усунення. Отримані значення для критичних температур навколишнього середовища та нижнього джерела теплоти для теплового насосу, що встановлюють нижню межу ефективного використання системи опалення з теплонасосною установкою. Приведені значення даних величин для деяких міст України.

Ключові слова: ексергетичний аналіз, теплонасосна установка, опалення, втрати, критичні температури.

Вступ

На сьогоднішній день в сфері низькотемпературного теплозабезпечення перспективним вважається використання новітньої техніки генерування теплоти – теплових насосів та низькотемпературних (низькоексергетичних) опалювальних приладів. За даними міжнародного Енергетичного Агентства у розвинених країнах світу до 2020 року доля теплонасосних систем в загальних витратах теплоти на опалення і на гаряче водопостачання складатиме 75 % [1]. Широке впровадження теплових насосів в системах теплозабезпечення також передбачено «Енергетичною стратегією України на 2030 рік та на подальшу перспективу».

В системі опалення будинків проявляються три складові ексергетичних втрат:

- ексергетичні втрати в джерелі корисної теплоти;
- втрати, пов'язані з передачею теплоти приміщенню (в опалювальних приладах);
- втрати, визвані необоротністю передачі теплоти від приміщення до навколишнього середовища.

Підвищення енергетичної ефективності систем опалення завдяки зниженню ексергетичних втрат в їх основних елементах можливе при виконанні певних умов. З метою визначення цих умов проведено термодинамічний аналіз теплонасосних і традиційних систем опалення в умовах змінних температур атмосферного повітря.

Аналіз ексергетичних втрат в системі опалення

Розглянемо всі складові ексергетичних втрат, починаючи з кінцевого елементу системи опалення, тобто опалювального приміщення. Теплота, яка надходить до опалювального приміщення, складається з ексергії та анергії, і відомо, що цінною для опалення є саме ексергія. Поточний тепловий потік Q_o , необхідний для опалення при будь-яких температурах зовнішнього повітря T_o , та ексергія цього теплового потоку визначаються за формулами:

$$Q_o = Q_{\max} \frac{T_n - T_o}{T_n - T_p^o}; \quad (1)$$

$$E_Q = Q_o \left[1 - \frac{T_o}{T_n} \right], \quad (2)$$

де T_n, T_o, T_p^o – температури в приміщенні, навколишнього повітря та розрахункова температура на опалення відповідно; $Q_{\max}$ – розрахунковий (максимальний) тепловий потік, який необхідний для опалення при розрахунковій температурі навколишнього середовища (T_p^o); E_Q – ексергія теплового потоку, який підводиться до повітря в приміщенні з температурою T_n .

Із співвідношень (1) та (2) виходить, що доля ексергії в загальній (розрахунковій) кількості теплоти, яка підводиться до приміщення, може бути визначена за формулою:

$$\frac{E_Q}{Q_{\max}} = \frac{T_n - T_o}{T_n - T_p^o} \left[1 - \frac{T_o}{T_n} \right]. \quad (3)$$

Графічна залежність цієї величини від температури навколишнього середовища t_o при розрахунковій температурі на опалення $t_p^o = -20^\circ\text{C}$ і температурі в приміщенні $t_n = 20^\circ\text{C}$ представлена на рис. 1. На цьому ж графіку наведена залежність фактора Карно $\tau_n = 1 - T_o/T_n$, що характеризує якість підведеного теплового потоку.

Як видно з рисунку, доля ексергії в загальному тепловому потоці зростає при зменшенні t_o і одночасно підвищується якість теплового потоку ($\tau_n = 1 - T_o/T_n$), проте важливим є те, що величина долі ексергії невелика, тобто більша частина теплоти, що передається до приміщення, складається з анергії (частина енергії, яка в умовах даного на-

вколишнього середовища в енергію іншої форми (механічну роботу) не перетворюється). Цей висновок має велике практичне значення, адже дармову енергію ми можемо брати з навколишнього середовища у нескінченній кількості (тепловий насос).

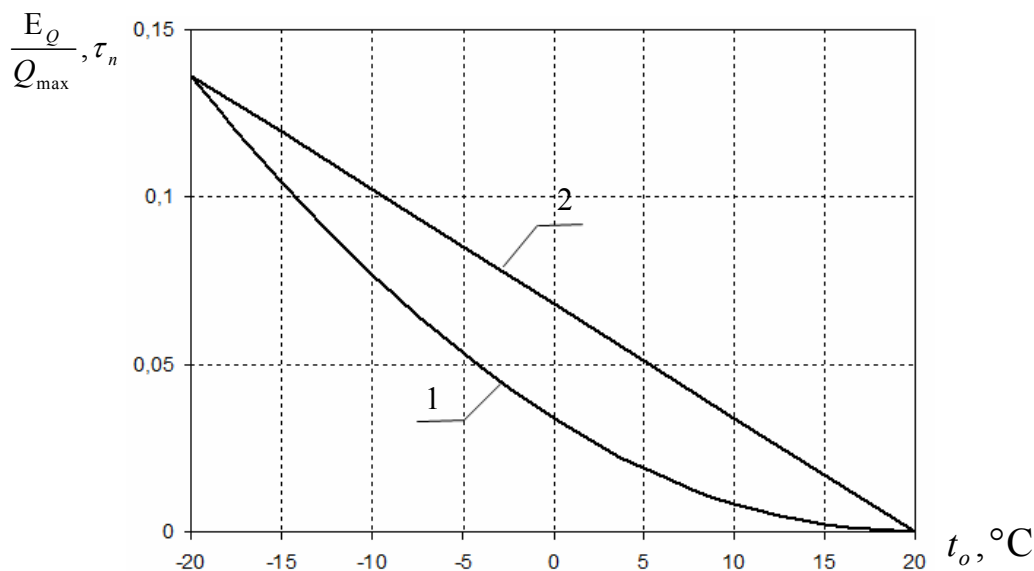


Рис. 1. Залежність витрат ексергії (E_Q/Q_{max})
для приміщення та фактора Карно (τ_n)
від температури t_o при $t_n = 20$ °C:
1 – E_Q/Q_{max} ; 2 – τ_n

Зменшення ексергетичних втрат в даному випадку можливе лише за рахунок зменшення теплових втрат будівлі, а це, в свою чергу, досягається покращенням теплової ізоляції будівель та зниженням температури в приміщенні при збереженні комфортності (у разі застосування панельних опалювальних приладів).

Наступним елементом, в якому проявляються ексергетичні втрати, являється опалювальний прилад. В опалювальному приладі існує різниця температур між температурою гріючого теплоносія (T_m), який подається від джерела теплоти, та температурою в приміщенні (T_n). При зниженні температури навколишнього середовища збільшується тепловий потік, необхідний для опалення, та оскільки корисна площа опалювального приладу стала, то за рівнянням теплопередачі необхідно підвищувати дану різницю температур ($T_m - T_n$), та, як наслідок, середню температуру теплоносія $T_{cp}(T_m)$. Отже, T_{cp} , так як і Q_o , зростає зі зниженням температури навколишнього середовища. При цьому, для радіаторної системи опалення має силу рівняння, яке виводиться

на основі аналізу процесів теплообміну в системі: гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря [2]:

$$t_{cp} = t_n + (t_m^p - t_n) \left[\frac{t_n - t_o}{t_n - t_o^p} \right]^{\frac{1}{1+n}}, \quad (4)$$

де t_m^p – розрахункова температура гріючого теплоносія при $t_o = t_o^p$, $n=1/3$ для сучасних радіаторів та $n=0$ для панельного опалення.

Внаслідок необоротної передачі теплоти від теплоносія до повітря в приміщенні має місце втрата ексергії, тому до нього необхідно підводити більше ексергії, ніж в опалювальне приміщення, а саме потік ексергії:

$$E[Q_o(T_{cp})] = Q_o \left[1 - \frac{T_o}{T_{cp}} \right]. \quad (5)$$

Оскільки T_{cp} та Q_o зі зменшенням T_o збільшуються, то потік ексергії $E[Q_o(T_{cp})]$ при пониженні температури навколишнього середовища зростає. Однак, як видно з рисунку 2, доля ексергії в максимальному тепловому потоці залишається невеликою навіть при низьких температурах навколишнього середовища, проте важливим є те, що вона знижується при зменшенні T_m .

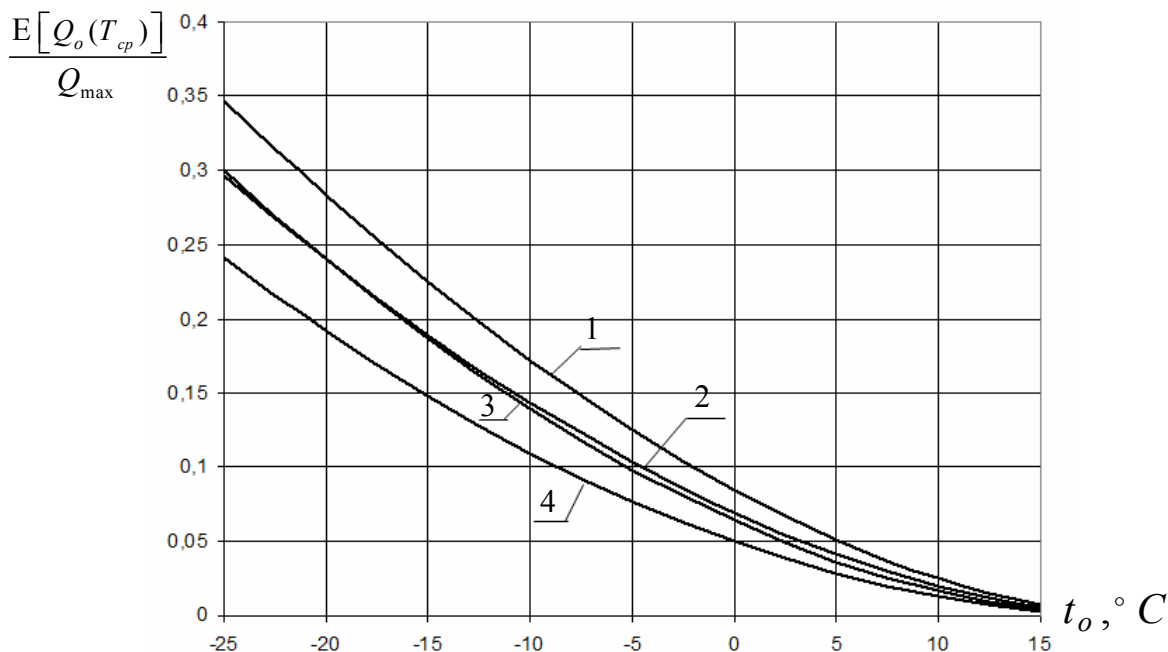


Рис. 2. Залежність $E[Q_o(T_{cp})]/Q_{\max} = f(t_m^p; t_o)$ при $t_n = 20^\circ\text{C}$:

- 1 – радіаторне опалення з температурою гріючого теплоносія $t_m^p = 80^\circ\text{C}$;
- 2 – радіаторне опалення з температурою гріючого теплоносія 60°C ;
- 3 – панельне, 60°C ; 4 – панельне, 40°C

За залежностями (4) та (5) можна записати вираз для ексергетичного ККД опалювального приладу:

$$\eta_{ек}^{np} = \frac{E[Q_o(T_n)]}{E[Q_o(T_m)]} = \frac{\tau_n}{\tau_m}. \quad (6)$$

Розрахунки за наведеною вище формулою приведені на рис. 3. Видно, що зменшення t_m^p призводить до збільшення $\eta_{ек}^{np}$. Тобто, важливим є те, що встановлення низькотемпературних опалювальних приладів зменшує ексергетичні втрати при передачі теплоти від гріючого теплоносія до опалювального приміщення.

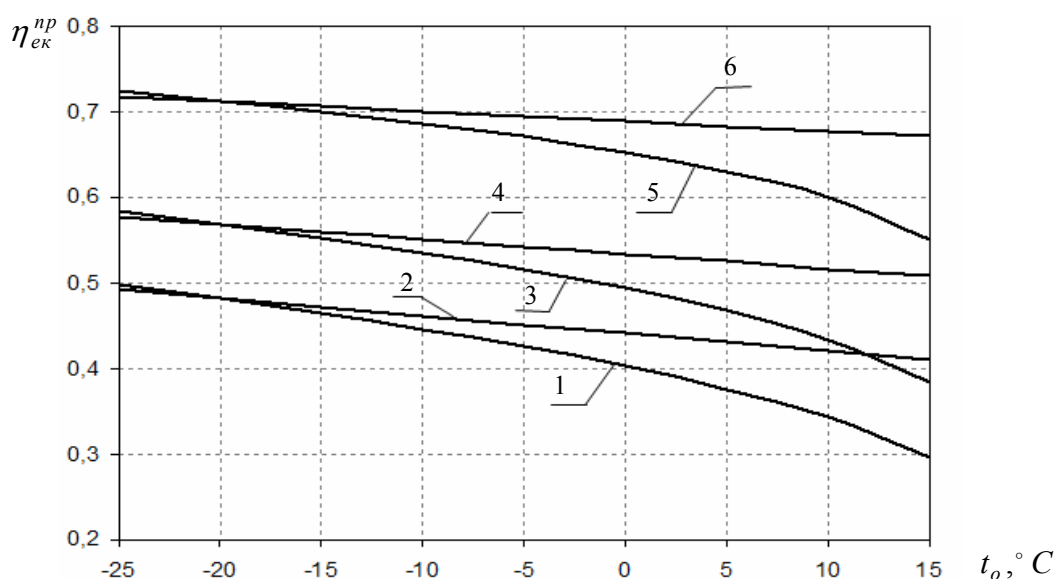


Рис. 3. Ексергетичний ККД опалювального приладу в залежності від температури навколишнього середовища та гріючого теплоносія:

- 1 – радіаторне опалення з температурою гріючого теплоносія $t_m^p = 80$ °C;
- 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 80 °C;
- 3 – радіаторне 60 °C; 4 – панельне 60 °C;
- 5 – радіаторне 40 °C; 6 – панельне 40 °C

Порівняння варіантів теплопостачання з використанням опалювальної котельні (ОК) та на базі теплонасосної установки (ТНУ)

Наступним елементом в ланцюгу передачі теплоти є джерело корисної теплоти. Тому розглянемо ексергетичну ефективність двох принципово різних варіантів теплопостачання: опалювальної котельні та теплонасосної установки. У кінцевому випадку обидва варіанти є споживачами первинної енергії викопного палива, адже електроенер-

гія, яка використовується для приводу теплового насосу, виробляється на електричних станціях шляхом спалювання природних енергоресурсів. Тому важливою тут є величина коефіцієнту первинного використання палива (КПВ), яка визначається на основі аналізу принципових схем передачі теплоти від джерела до споживача теплоти. Так на рисунку 4 показано принципову схему передачі теплоти від опалювальної котельні до приміщення.

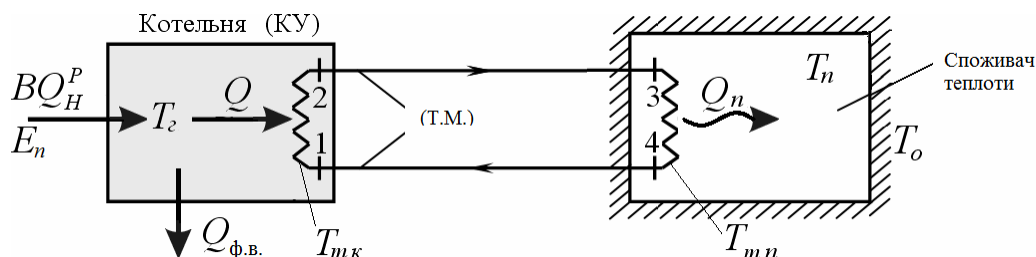


Рис. 4. Принципова схема передачі теплоти від опалювальної котельні до опалювального приміщення:
т.м. – теплові мережі

На основі аналізу даної схеми запишемо вираз КПВ для опалювальної котельні:

$$КПВ = \frac{Q_n}{BQ_H^P} = \underbrace{\frac{Q(T_{мк})}{BQ_H^P}}_{\eta_{КУ}} \cdot \underbrace{\frac{Q(T_{mn})}{Q(T_{мк})}}_{\eta_{ТС}} \cdot \underbrace{\frac{Q(T_n)}{Q(T_{mn})}}_{\eta_n=1} = \eta_{КУ} \cdot \eta_{ТС} \quad (7)$$

Якщо розглядати в якості джерела теплоти в опалювальній котельні конденсаційний котел, то вираз для коефіцієнту первинного використання палива не відрізнятиметься від (7), лише коефіцієнт корисного використання котла буде віднесений до вищої теплоти згоряння палива Q_B^P , та залежатиме від температури теплоносія в зворотній магістралі $\eta_{КУ} = f(T_{мк})$.

Схему теплонасосної системи тепlopостачання наведено на рис. 5.

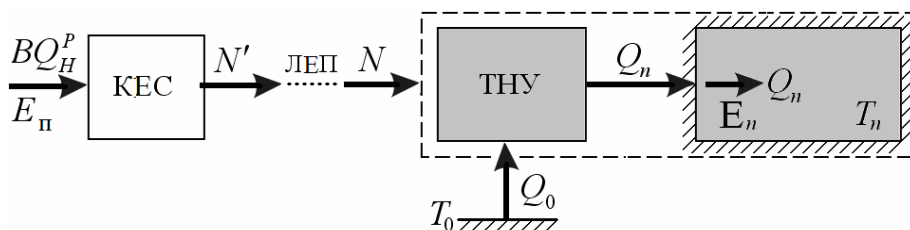


Рис. 5. Схема системи тепlopостачання на базі ТНУ

На основі аналізу цієї схеми можемо записати вираз для коефіцієнту первинного використання палива:

$$KПВ = \frac{Q_n}{BQ_H^P} = \frac{N'}{BQ_H^P} \cdot \frac{N}{N'} \cdot \frac{Q_n}{N} = \eta_{KEC} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi, \quad (8)$$

де φ – дійсний коефіцієнт трансформації теплового насосу, $\varphi = \eta_{TH} \cdot \varphi_T$, а φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації.

Також на основі рис. 4 та 5 запишемо вирази для ексергетичного ККД двох варіантів теплопостачання (від опалювальної котельні та теплового насосу відповідно):

$$\eta_{OK}^{ex} = \eta_{KY}^{ex} \cdot \eta_{TM}^{ex} \cdot \eta_n^{ex} = \underbrace{\eta_{KY}^{ex} \cdot \tau_{mk}}_{KY} \cdot \underbrace{\eta_{TC}^{ex} \cdot \frac{\tau_{mn}}{\tau_{mk}}}_{TM} \cdot \underbrace{\tau_n}_{n} = \eta_{KY} \cdot \eta_{TM} \cdot \tau_n(T_n), \quad (9)$$

$$\eta_{(THY+KEC)}^{ex} = \eta_{KEC} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \eta_{THY}^{ex} \cdot \eta_n^{ex} = \eta_{KEC} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi \cdot \tau_n. \quad (10)$$

Порівняння ексергетичних втрат та витрат енергії/ексергії в даних системах теплопостачання проводилось за умови наступних даних:

- температура в опалювальному приміщенні: $t_n = 20^\circ\text{C}$;
- розрахункова температура на опалення: $t_p^o = -20^\circ\text{C}$;
- енергетичний ККД конденсаційної електростанції (коефіцієнт перетворення теплоти палива в електроенергію) $\eta_{KEC} = 0,38$;
- коефіцієнт передачі електроенергії $\eta_{ЛЕП} = 0,95$;
- енергетичний ККД водогрійного котла при спалюванні природного газу $\eta_{KY} = 0,85$;
- енергетичний ККД конденсаційного водогрійного котла в залежності від кінцевої температури теплоносія, при віднесенні ККД до теплоти Q_n^P у відповідності з [3] маємо:

при $t_{mk} = 50^\circ\text{C}$ $\eta_{KY} = 1,05$;

$t_{mk} = 40^\circ\text{C}$ $\eta_{KY} = 1,07$;

$t_{mk} = 30^\circ\text{C}$ $\eta_{KY} = 1,09$.

З урахуванням вищенаведених даних та за (7) та (8) побудовано графічну залежність коефіцієнту первинного використання палива для системи опалення від опалювальної котельні та ТНУ. В якості низько-

температурного джерела теплоти для теплового насосу виступало атмосферне повітря, а коефіцієнт втрат теплового насосу оцінювався в 0,5 (рис. 6).

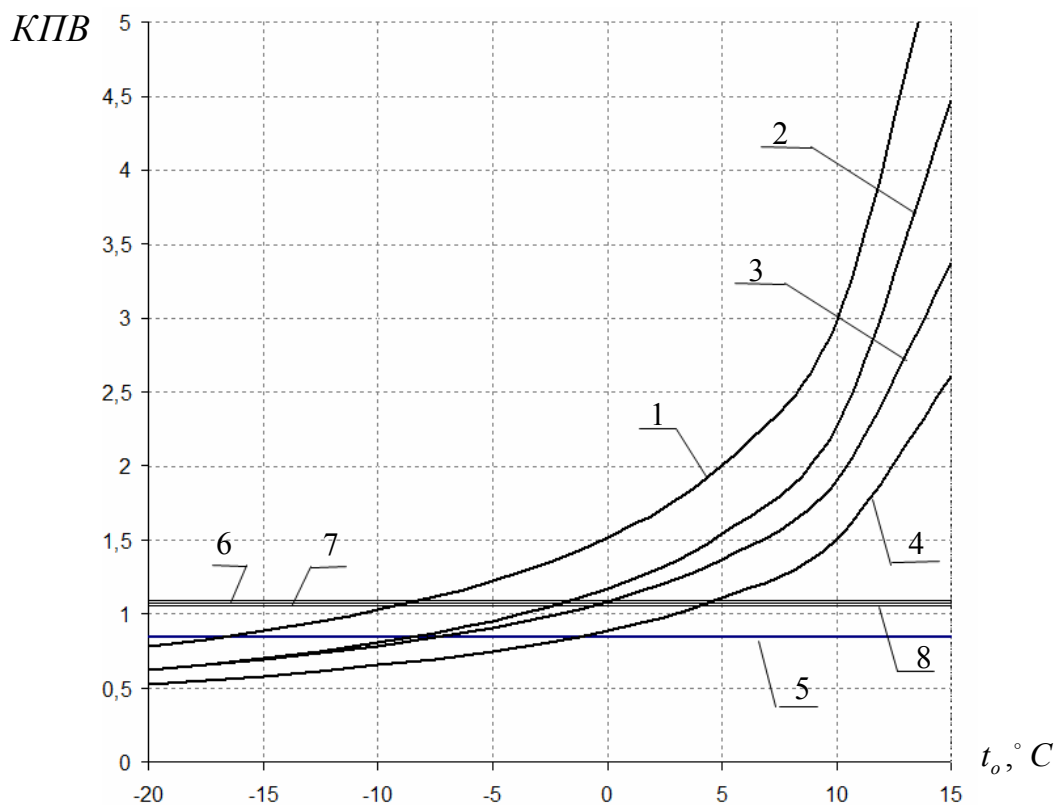


Рис. 6. Коефіцієнт первинного використання палива теплонасосної системи та системи тепlopостачання від опалювальної котельні:
 1 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 40 °C;
 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 60 °C;
 3 – радіаторне 60 °C; 4 – радіаторне 80 °C;
 5 – традиційний водогрійний котел;
 6, 7, 8 – конденсаційний котел з температурою поворотної води 30, 40, 50 °C відповідно

Аналогічні графічні залежності було побудовано за (9) та (10) для значення ексергетичного ККД для систем тепlopостачання, що порівнюються (рис. 7).

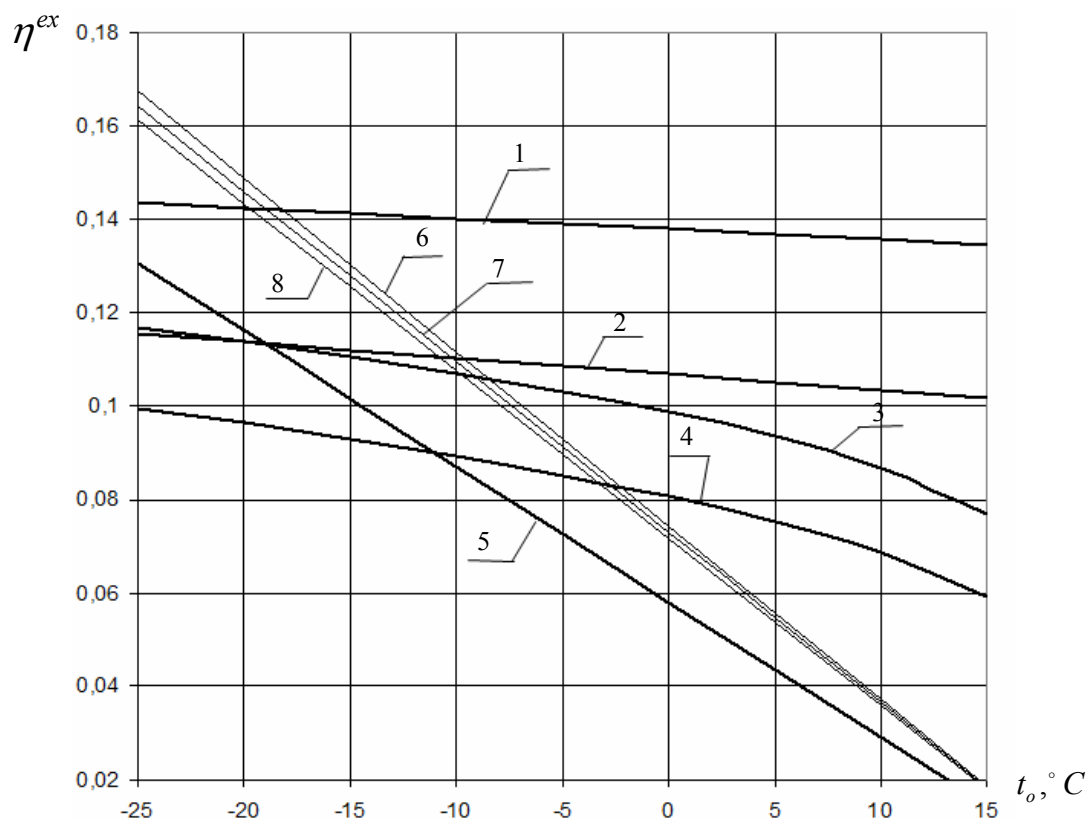


Рис. 7. Ексергетичний ККД системи тепlopостачання «ТНУ+КЕС» та опалювальної котельні:

- 1 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 40 °С;
 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 60 °С;
 3 – радіаторне 60 °С; 4 – радіаторне 80 °С; 5 – традиційний
 водогрійний котел; 6, 7, 8 – конденсаційний котел з температурою
 поворотної води 30, 40, 50 °С відповідно

На рис. 6 і 7 видно, що лінії 5, 6, 7, 8 (які відносяться до опалювальної котельні) поділяють поле графіка на дві характерні зони, в яких використання теплонасосної системи є більш або менш ефективним в порівнянні з варіантом використання опалювальної котельні. При цьому критична температура навколишнього середовища $T_{o,кр}$, що характеризує межу ефективного використання ТНУ, залежить від виду опалювальних приладів та температури теплоносія в них, температури холодного джерела теплоти для теплового насосу. Так, на основі (4), (9) та (10) можна записати залежність критичної температури для панельного та радіаторного опалення відповідно:

$$T_{o,кр} = T_n - \frac{(T_n - T_o^p)(T_x \eta_{кв} - \eta_{кв} T_n + 0,2 T_n)}{(T_m^p - T_n)(\eta_{кв} - 0,2)}, \quad (11)$$

$$T_{o,кр} = T_n - \left[\frac{(T_n - T_o^p)(T_x \eta_{кв} - \eta_{кв} T_n + 0,2 T_n)}{(T_m^p - T_n)(\eta_{кв} - 0,2)} \right]^{4/3}, \quad (12)$$

де T_x – абсолютна температура холодного джерела теплоти для теплового насосу.

При зниженні температури навколишнього середовища нижче критичної використання теплового насосу в порівнянні з опалювальною котельнею не є ефективним. Для підвищення ефективності використання теплонасосної системи опалення в якості холодного джерела доцільно використовувати теплоносії з температурою значно вищою ніж температура навколишнього середовища. Графічна залежність ексергетичного ККД теплонасосної установки та опалювальної котельні при використанні в якості нижнього джерела середовища з температурою $t_x = 10^\circ\text{C}$ та коефіцієнті втрат теплового насосу $\eta_{тн} = 0,6$ представлена на рис. 8.

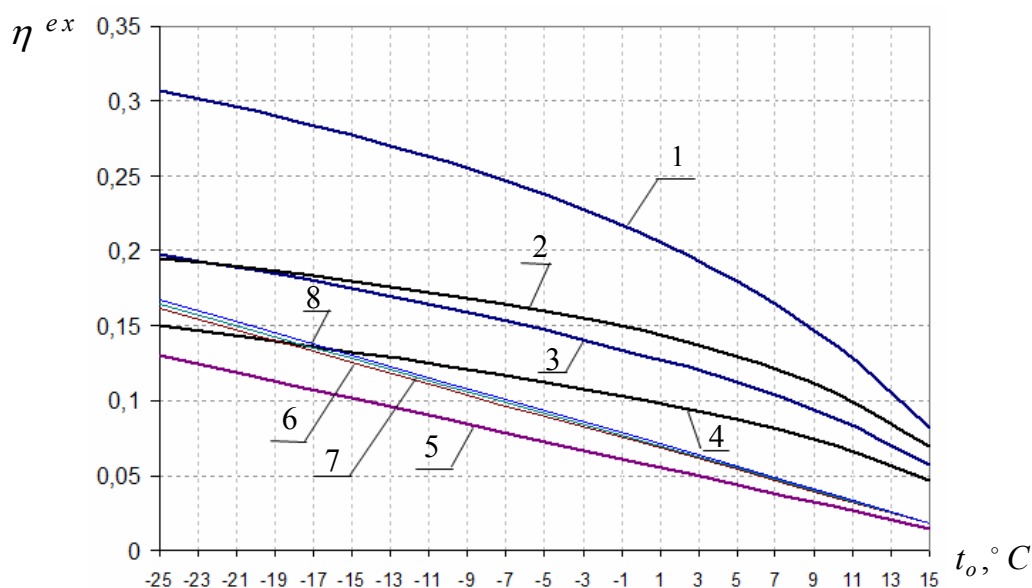


Рис. 8. Ексергетичний ККД системи тепlopостачання «ТНУ+КЕС» (при $t_x=10^\circ\text{C}$) та опалювальної котельні для міста Києва:

- 1 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 40°C ;
- 2 – панельне опалення з температурою гріючого теплоносія 60°C ;
- 3 – радіаторне 60°C ; 4 – радіаторне 80°C ; 5 – традиційний водогрійний котел; 6,7,8 – конденсаційний котел з температурою поворотної води $30, 40, 50^\circ\text{C}$ відповідно

Як видно з рисунку, в даному випадку система тепlopостачання на базі ТНУ завжди буде використовувати менше первинної енергії на противагу ОК з традиційними водогрійними котлами, а при порівнянні з конденсаційними котлами ефективність цієї системи не є беззаперечною. В зв'язку з цим аналогічно до (11) можна визначити критичну температуру холодного джерела для ТНУ, яка може характеризувати нижню межу ефективного використання ТНУ за будь-яких умов. Для цього прирівнюємо ексергетичні ККД системи з тепловим насосом (9) та опалювальною котельнею (10):

$$\eta_{\text{КУ}} \cdot \eta_{\text{ТМ}} \cdot \tau_n = \eta_{\text{КЕС}} \cdot \eta_{\text{ЛЕП}} \cdot \varphi \cdot \tau_n. \quad (13)$$

Враховуючи, що дійсний коефіцієнт трансформації теплового насосу φ визначається як:

$$\varphi = \eta_{\text{ТН}} \cdot \varphi_T = \eta_{\text{ТН}} \frac{T_{\text{cp}}}{T_{\text{cp}} - T_x}, \quad (14)$$

із рівняння (13) можна знайти залежність для критичної температури нижнього джерела теплоти. При $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ маємо:

$$T_{x,\text{кр}} = \frac{T_{\text{cp}} (\eta_{\text{КУ}} - 0,2)}{\eta_{\text{КУ}}}, \quad (15)$$

де $T_{\text{cp}} = f(T_p^o, T_o)$ – середня температура теплоносія в системі опалення, що визначається за (4).

Таким чином критична температура нижнього джерела теплоти для ТН, при заданому $\eta_{\text{КУ}}$, залежить від розрахункової температури на опалення, температури навколишнього середовища і може бути розрахована для кожного регіону.

На рис. 9 відповідні залежності $t_{x,\text{кр}} = f(t_o)$ наведені для різних температурних регіонів України. З рисунку видно, що критична температура нижнього джерела теплоти змінюється в широкому діапазоні в залежності від температури навколишнього середовища та слабо залежить від регіону використання ТНУ. Отримані дані також свідчать про те, що відновлювальні та інші джерела теплоти, температурний потенціал яких знаходиться вище наведених на рис. 9 кривих, можуть бути ефективно використані в якості нижнього джерела теплоти для теплонасосних систем опалення у відповідних діапазонах зміни температур навколишнього середовища.

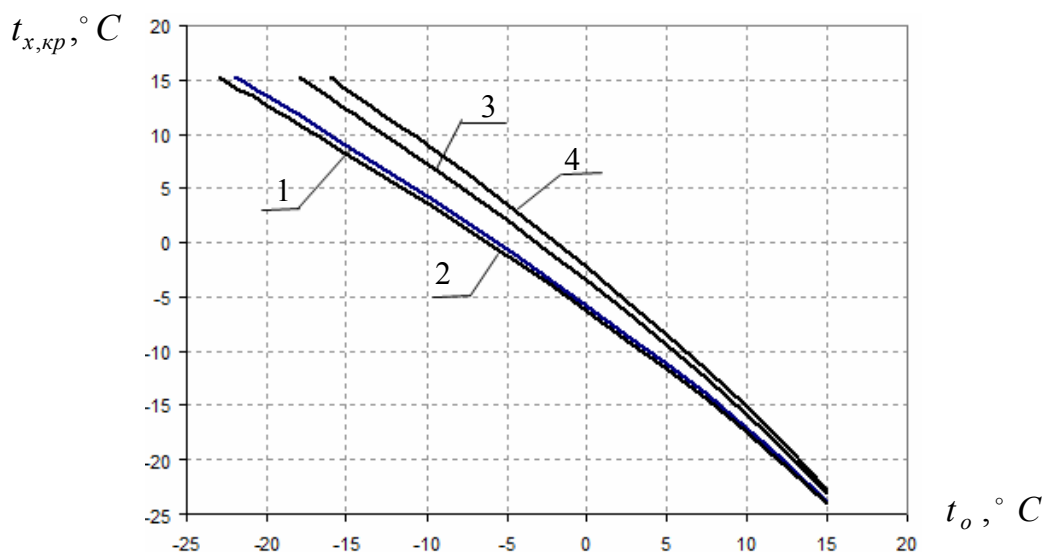


Рис. 9. Залежність критичної температури холодного джерела теплоти від t_o для різних регіонів України:

- 1 – Дніпропетровськ ($t_p^o = -23^\circ\text{C}$); 2 – Київ ($t_p^o = -22^\circ\text{C}$);
3 – Одеса ($t_p^o = -18^\circ\text{C}$); 4 – Сімферополь ($t_p^o = -16^\circ\text{C}$)

Висновки

1. Доля ексергії в загальному тепловому потоці, який підводить-ся до опалювального приміщення, зростає при зменшенні температури навколишнього середовища, і одночасно підвищується якість теплового потоку, проте величина долі ексергії невелика, тобто більша частина передаваної до приміщення теплоти складається з анергії. Цей висновок має велике практичне значення, адже дармову анергію ми можемо брати з навколишнього середовища у нескінченній кількості (тепловий насос).

2. Встановлення низькотемпературних опалювальних приладів зменшує ексергетичні втрати при передачі теплоти від гріючого теплоносія до опалювального приміщення, проте доцільне лише у випадку зменшення ексергетичних втрат в джерелі корисної теплоти.

3. Система теплопостачання на базі ТНУ, з використанням в якості холодного джерела теплоти середовища з температурою, вищою за температуру атмосферного повітря, завжди буде використовувати менше первинної енергії на противагу ОК з традиційними водогрійними котлами, а при порівнянні з конденсаційними котлами ефективність цієї системи не є беззаперечною.

4. Критична температура нижнього джерела теплоти для ТН при заданому ККД котла, з яким порівнюється система, залежить від роз-

рахункової температури на опалення, температури навколишнього середовища і може бути розрахована для кожного регіону.

5. Критична температура нижнього джерела теплоти змінюється в широкому діапазоні в залежності від температури навколишнього середовища та слабо залежить від регіону використання ТНУ.

Список літератури

1. Васильев Г. П. Анализ перспектив использования тепловых насосов в Украине [Електронний ресурс] // Режим доступу – www.insolar.com.ua.
2. Шубин Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов / Е. П. Шубин. – М. : Энергия, 1979. – 359 с.
3. Vitodens. Газовые конденсационные котлы. Инструкция по проектированию. – Viessmann, 2004. – 144 с.
4. Jan Szargut. Low-exergy heating systems – when can they be profitable / Jan Szargut // Proceeding of 50 Executive Committee Meeting, International energy agency, energy Conversation in Buildings and Community systems Program, Krakow, November 7, 2001. – P. 75–80.
5. Janusz Skorek. Analysis of exergy losses in domestic heating systems / Janusz Skorek, Rafan Kruppa // Proceeding of 50 Executive Committee Meeting, International energy agency, energy Conversation in Buildings and Community systems Program, Krakow, November 7, 2001. – P. 81–89.

Рукопис надійшов 22.02.2010 р.

УДК 621.577

Безродний М.К. – д.т.н., проф., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»)

Куделя П.П. – к.т.н., доц., НТУУ «КПІ»

Кутра Д.С. – магістрант, НТУУ «КПІ»

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ СУШІННЯ ДЕРЕВИНИ

В роботі наведено результати термодинамічного аналізу теплонасосної сушильної установки в порівнянні з традиційною сушаркою з рециркуляцією сушильного агента. Показано, що важливу роль в підвищенні коефіцієнта корисної дії сушильної установки відіграє байпасування теплового насосу. Зроблені висновки щодо ефективності такої схеми теплонасосної сушарки, а також отримані кількісні дані для визначення її ККД.

Ключові слова: термодинамічний аналіз, теплонасосна установка, сушіння деревини, рециркуляція, байпасування.

Вступ

Різке зростання цін на природний газ, який широко використовується в якості первинного палива для об'єктів малої енергетики, зумовило розвиток інтенсивного впровадження енергозберігаючих теплонасосних технологій у відповідних галузях. Однією з найбільш енергоємних галузей промисловості при перерахунку на питомі величини вважається деревообробка, а саме – сушіння деревини, що пов'язано з низькою енергоефективністю протікання теплових процесів. Починаючи з 1974 року, провідні європейські деревообробні фірми розгорнули масштабні дослідницькі кампанії на предмет можливості раціонального впровадження теплонасосних агрегатів в технологічні процеси сушіння і вже в 1975 році було представлено на ринок перші високо-ефективні теплонасосні сушарки конденсаційного типу з частковою рециркуляцією сушильного агента [1], що посприяло розвитку даної технології і у інших індустріально розвинених країнах світу [2–7]. В Україні спроби термодинамічного аналізу енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок для сушіння деревини зроблені в роботі [8]. Разом з тим в літературі відсутні аналітичні залежності, які дозволяли б визначити параметри енергетичної ефективності роботи теплонасосних сушильних установок в різних умовах їх практичного застосування.

Теплонасосні сушильні установки можуть бути як відкритого типу, так і замкнутого рециркуляційного типу. Рециркуляція призводить до підвищення ККД сушильної установки, а також до підвищення відносної вологості повітря та сприяє зниженню механічних напружень в матеріалі. Тому рециркуляцію використовують для сушіння лісоматеріалів та інших матеріалів, для яких якість продукції в значній мірі визначається режимом сушіння.

Нижче розглянуто питання термодинамічного аналізу деяких рециркуляційних теплонасосних схем сушильних установок та їх співставлення з традиційною сушильною установкою з рециркуляцією сушильного агента.

Аналіз впливу коефіцієнта рециркуляції на ефективність роботи традиційної конвективної сушарки

Ефективність роботи сушарки можна оцінити значенням коефіцієнта корисної дії, який можна представити наступним чином:

$$\eta_{cy} = \frac{Q_{вин}}{Q_k}, \quad (1)$$

де $Q_{вин}$ – тепловий потік, який витрачається безпосередньо на випаровування води, кВт; Q_k – теплове навантаження калориферу, кВт.

$$Q_{вин} = m_{вл} \cdot r(t_m), \quad (2)$$

де $m_{вл}$ – інтенсивність випаровування води з матеріалу, кг/с; $r(t_m)$ – питома теплота випаровування води при температурі мокрого термометру, кДж/кг_{сп}.

В практиці сушіння деревини з достатньою точністю дозволяється розраховувати параметри сушильного агента на його масову витрату. Таким чином, з рівняння матеріального балансу сушильної камери можна записати:

$$m_{вл} = V_{заг} \cdot \rho_{см} \cdot \Delta d, \quad (3)$$

де $V_{заг}$ – загальна об'ємна витрата сушильного агента через штабель, м³/с; $\rho_{см}$ – густина сушильного агента на вході в штабель, кг/м³; Δd – приріст вологовмісту сушильного агента при проходженні через штабель, кг_{вл}/кг_{сп}.

$$Q_k = V_0 \cdot \rho_0 \cdot c_{сн} \cdot (t_1 - t_0), \quad (4)$$

де V_0 – об'ємна витрата свіжого повітря через калорифер, м³/с; ρ_0 – густина свіжого повітря, кг/м³; $c_{сн}$ – питома теплоємність сухого повітря, кДж/(°С·кг_{сп}); t_0, t_1 – температури повітря на вході та виході з калориферу відповідно, °С.

В першому наближенні, для спрощення аналітичних виразів та обрахунків зміною величини теплоємності сушильного агента в хара-

ктерних точках та свіжого повітря будемо нехтувати, оскільки їх значення близькі до одиниці.

На рисунку 1 наведено схему традиційної сушарки, що працює з частковою рециркуляцією сушильного агента.

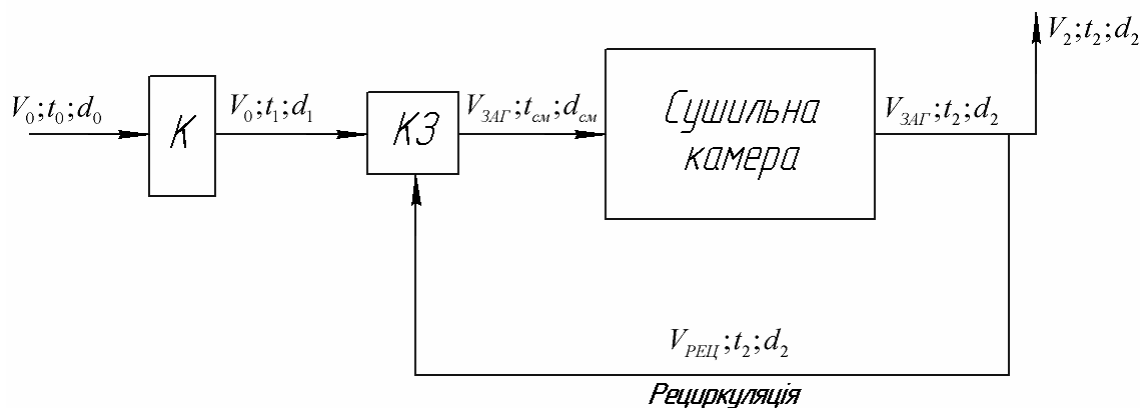


Рис. 1. Сушарка з частковою рециркуляцією сушильного агента:
К – калорифер; КЗ – камера змішування

Коефіцієнт рециркуляції сушильного агента представляє собою відношення витрати сушильного агента, що повертається до камери ($V_{рец}$), до загальної витрати повітря через штабель ($V_{заг}$)

$$K = \frac{V_{рец}}{V_{заг}}. \quad (5)$$

Значення величини K коливається в межах від 0 (однократна циркуляція) до 1 (повна рециркуляція), або від 0 до 100 % у процентному відношенні.

Методика визначення інтенсивності випаровування води ($m_{вл}$) при заданій початковій та кінцевій вологості деревини, а також тривалості процесу сушіння наведена в [9]. В першому наближенні будемо приймати це значення постійним.

Із рівняння матеріального балансу для камери змішування, вологовміст сушильного агента на вході в штабель при проведенні математичних перетворень можна виразити:

$$d_{см} = \frac{K}{1-K} \cdot \Delta d + d_o. \quad (6)$$

Ентальпія потоку повітря на вході до сушильної камери:

$$h_{см} = c_{cn} \cdot t_{см} + d_{см} \cdot (r + c_n \cdot t_{см}), \quad (7)$$

де $t_{см}$ – температура сушильного агента на вході в штабель, задана технологією сушіння, °С.

Приймаючи, що процес сушіння теоретичний, тобто без втрат теплоти через огорожувальні конструкції, на прогрів матеріалу тощо, із

рівняння теоретичного процесу $h_{cm} = h_1 = \text{const}$ можна визначити температуру повітря на виході із камери:

$$t_2 = \frac{h_{cm} - d_2 \cdot r}{c_{cn} + c_n \cdot d_2}, \quad (8)$$

де $d_2 = d_{cm} + \Delta d$.

Величина приросту вологовмісту сушильного агента Δd визначається із рівняння (3) при попередньо знайдених $m_{вл}$ та $V_{заг}$.

Із рівняння матеріального балансу для камери змішування можна виразити кількість свіжого повітря, в залежності від коефіцієнта рециркуляції:

$$V_0 = (1 - K) \cdot V_{заг}. \quad (9)$$

На основі рівняння теплового балансу камери змішування, значення температури, до якої необхідно нагріти свіже повітря в калорифері, можна визначити за формулою:

$$t_1 = \frac{t_{cm} - K \cdot t_2}{1 - K}. \quad (10)$$

Енергетичний коефіцієнт корисної дії конвективної сушарки в залежності від коефіцієнта рециркуляції з урахуванням визначених величин та після ряду математичних перетворень можна виразити наступним чином:

$$\eta_{cy} = \frac{\rho_{cm} \cdot \Delta d \cdot r(t_m)}{\rho_0 \cdot [(t_{cm} - K \cdot t_2) - (1 - K) \cdot t_0]} \cdot \eta_{on}, \quad (11)$$

де η_{on} – коефіцієнт корисної дії опалювального приладу (водяного калорифера). Із літературних джерел відомо, що дана величина коливається в межах від 85 до 95 % [10].

Аналізуючи отриману формулу, можна зробити висновок, що ККД сушарки не залежить від її продуктивності, величини завантаження та витрати сушильного агента.

Рівняння (6) свідчить, що зі збільшенням коефіцієнта рециркуляції підвищується вологовміст сушильного агента на вході до сушильної камери, що зменшує конвективний тепловий потік в камері (внаслідок підвищення температури t_m), і тому потребує уточнення величини Δd .

Перше наближення величини Δd можна отримати із рівняння балансу вологи для сушарки без рециркуляції (3) або з рівняння процесу сушіння $h_{cm} = h_2 = \text{const}$, приймаючи величину $\Delta t = t_{cm} - t_2$ згідно з технологічними рекомендаціями [9]. Далі, після визначення із балансного рівняння теплоти:

$$m_{вл} \cdot r(t_m) = \alpha_k \cdot F_{нов} \cdot (t_{cm} - t_m), \quad (12)$$

(де α_k – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, при відомому початковому значенні t_m величини розрахункової поверхні теплообміну $F_{пов}$, можна, при заданому коефіцієнті рециркуляції, визначити нове значення d'_{cm} за рівнянням (6) і відповідне йому нове значення t'_m . Нове значення $\Delta d'$ визначається новим тепловим потоком, що витрачається на випаровування води. При цьому із рівнянь (3) і (12) маємо:

$$\Delta d' = \frac{\alpha_k \cdot F_{пов} \cdot (t_{cm} - t'_m)}{V_{заг} \cdot \rho_{cm} \cdot r(t'_m)}. \quad (13)$$

Після завершення ітераційного процесу рівняння (3) і (12) дозволяють побудувати графік залежності ККД сушарки від коефіцієнта рециркуляції (рис. 2). Графік побудований для випадку низькотемпературного сушіння соснових дошок при температурі сушильного агента $t_{cm} = 55^\circ\text{C}$. На цьому ж рисунку наведена залежність від коефіцієнта рециркуляції необхідної температури свіжого повітря t_1 після калорифера. Знаючи максимальне значення цієї температури для реального калорифера, можна визначити відповідний коефіцієнт рециркуляції і ККД сушарки. З іншого боку, якщо вологовміст повітря на вході до сушильної камери задано технологією сушіння, то відповідний коефіцієнт рециркуляції може бути визначений із формули (6).

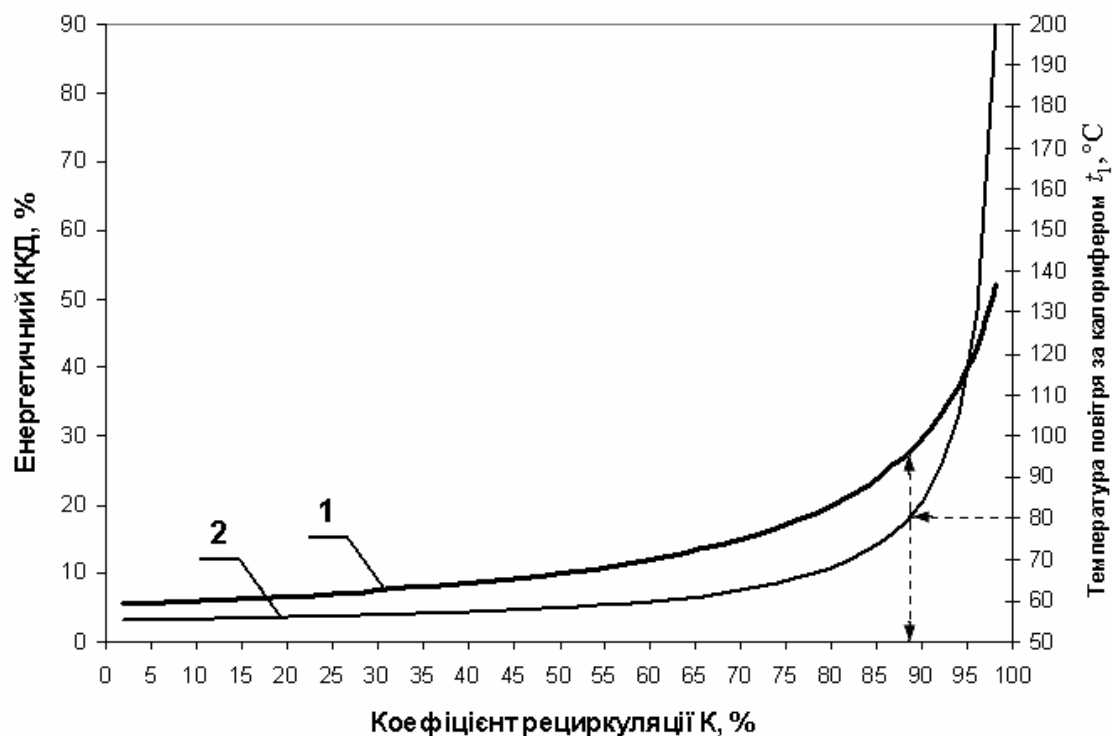


Рис. 2. Залежність ККД сушарки та $t_1, ^\circ\text{C}$ від коефіцієнта рециркуляції:
1 – залежність ККД сушарки; 2 – залежність температури повітря, яку необхідно забезпечити в калорифері t_1

Як бачимо із ілюстрації, енергетичний ККД установки при збільшенні K зростає. Це пояснюється різким зниженням теплового навантаження калориферу, оскільки значна частина теплоти вноситься потоком рециркуляції та зменшується витрата свіжого повітря. Однак, при збільшенні рециркуляції свіже повітря необхідно нагрівати до більшої температури. При рециркуляції до 60 % спостерігається незначне збільшення t_1 , але при рециркуляції більше 80 – 85 % t_1 різко зростає, тому оптимальне значення коефіцієнта рециркуляції потрібно вибирати, виходячи із можливості забезпечення необхідного рівня нагріву свіжого повітря.

Аналіз впливу коефіцієнта рециркуляції на ефективність роботи теплонасосної сушарки

Теплонасосний агрегат, включений до схеми конвективної сушарки, виконує 2 функції:

- осушувача вологого сушильного агента, за рахунок охолодження повітря нижче точки роси у випарнику;
- калорифера (нагрівача осушеного повітря).

В якості нижнього джерела теплоти виступає потік рециркуляції, що проходить через випаровувач.

Принципову схему роботи установки зображено на рис. 3.

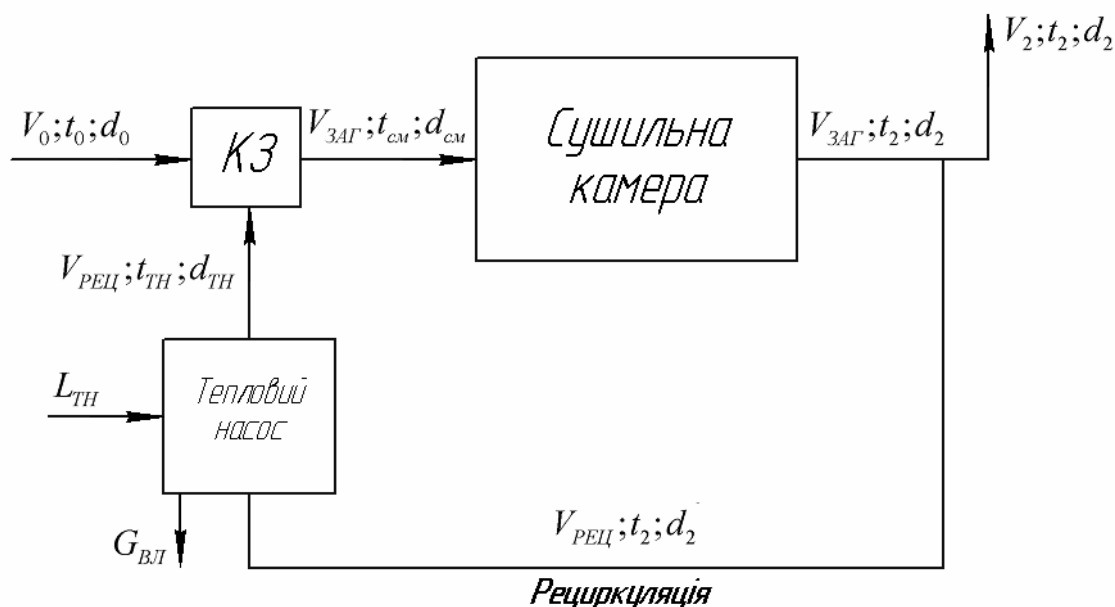


Рис. 3. Принципова схема теплонасосної сушарки

Особливістю даної схеми є те, що при постійному температурно-моду режимі роботи теплового насоса, що є необхідною умовою для збереження його ефективності, робота сушарки можлива тільки при певному коефіцієнті рециркуляції, що залежить від максимальної те-

температури повітря, яку може забезпечити тепловий насос на виході з конденсатору. Вихідними технологічними параметрами для сушильного процесу являються температура та відносна вологість сушильного агента на вході до камери (t_{cm} та φ_{cm} відповідно), які однозначно фіксують значення вологовмісту повітря на вході в штабель d_{cm} , що може бути визначений за формулою:

$$d_{cm} = 0,622 \cdot \frac{\varphi_{cm} \cdot P_{n.макс}(t_{cm})}{P_{бар} - \varphi_{cm} \cdot P_{n.макс}(t_{cm})}, \quad (14)$$

де $P_{n.макс}(t_{cm})$ – парціальний тиск пари при температурі t_{cm} , Па; $P_{бар}$ – барометричний тиск, Па.

За (7) визначається ентальпія потоку сушильного агента h_{cm} на вході до штабеля. Вологовміст потоку на виході із камери визначається при умові $h_{cm} = h_2 = \text{const}$ за наступним виразом:

$$d_2 = \frac{h_2 - c_{cn} \cdot t_2}{r + c_n \cdot t_2}, \quad (15)$$

де $t_2 = t_{cm} - \Delta t_{ck}$ – температура сушильного агента на виході із камери при допустимому перепаді температури потоку в штабелі Δt_{ck} . Значення Δt_{ck} згідно [9] коливається в діапазоні від 1,5 до 4 °С.

Тоді приріст вологовмісту сушильного агента в камері:

$$\Delta d = d_2 - d_{cm}. \quad (16)$$

Значення коефіцієнта рециркуляції K можна отримати з теплового балансу сушильної камери вцілому:

$$Q_2 + Q_{вл} = Q_0 + L_{mn}, \quad (17)$$

де L_{mn} – робота, яку необхідно підвести до компресора теплового насосу, кВт; Q_2 – тепловий потік, що виноситься із сушильної камери з сушильним агентом до оточуючого середовища, кВт; Q_0 – тепловий потік, що вноситься до сушильної камери зі свіжим повітрям із оточуючого середовища, кВт; $Q_{вл}$ – тепловий потік, що виноситься із системи з конденсатом, отриманим у випаровувачі теплового насосу, кВт. Величиною $Q_{вл}$ в розрахунках будемо нехтувати, зважаючи на її досить мале значення.

Величину роботи, яку необхідно підвести до компресора ідеального теплового насосу, наближено можна оцінити за виразом:

$$L_{mn} = \frac{Q_{mn}^{вип}}{\varepsilon_{mn} - 1}, \quad (18)$$

де $Q_{mn}^{вип}$ – теплове навантаження випаровувача (осушника) теплового насосу, кВт; ε_{mn}^m – коефіцієнт трансформації теплоти теплового насосу.

Теплове навантаження випаровувача теплового насосу можна визначити за виразом:

$$Q_{mn}^{вип} = V_{pec} \cdot \rho_{mn} \cdot [c_{cn} \cdot (t_2 - t_{\epsilon}) + r \cdot \Delta d + c_n \cdot (d_2 \cdot t_2 - d_{mn} \cdot t_{\epsilon})], \quad (19)$$

де t_{ϵ} – температура, до якої необхідно охолодити сушильний агент для видалення заданої кількості вологи (визначається за $h - d$ – діаграмою), °C; c_{cn} – питома теплоємність сухого повітря, кДж/(кг_{сп}·°C); c_n – питома теплоємність водяної пари, кДж/(кг_{вл}·°C).

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно може бути визначений за формулою:

$$\varepsilon_{mn}^m = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_{\epsilon} - \Delta t_{\epsilon})}{273 + (t_{mn} + \Delta t_{\kappa})}}, \quad (20)$$

де $\Delta t_{\epsilon}, \Delta t_{\kappa}$ – температурні перепади між потоками у випаровувачі та конденсаторі відповідно, °C.

Рівняння (20) не враховує необоротність (реальність процесів) у зворотному циклі Карно. Для врахування різного роду необоротностей при роботі реальної установки вводиться поправочний коефіцієнт. При цьому коефіцієнт трансформації дійсного циклу можна представити у вигляді:

$$\varepsilon_{mn}^{\partial} = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_{\epsilon} - \Delta t_{\epsilon})}{273 + (t_{mn} + \Delta t_{\kappa})}} \cdot k, \quad (21)$$

де k – коефіцієнт, що враховує необоротності реальних процесів в тепловому насосі. Згідно з роботою [11] цей коефіцієнт може приймати значення $k = 0,5 \dots 0,7$.

Кількість теплоти, що скидається в атмосферу з сушильним агентом, можна оцінити за формулою:

$$Q_2 = V_2 \cdot \rho_2 \cdot [c_{cn} \cdot t_2 + d_2 \cdot (r + c_n \cdot t_2)]. \quad (22)$$

Кількість теплоти, що вноситься в сушильну камеру зі свіжим повітрям, визначається за наступним виразом:

$$Q_0 = V_0 \cdot \rho_0 \cdot [c_{cn} \cdot t_0 + d_0 \cdot (r + c_n \cdot t_0)]. \quad (23)$$

Після підстановки отриманих вище аналітичних виразів до формули (17) та проведення ряду математичних перетворень, значення коефіцієнта рециркуляції можна оцінити за наступним рівнянням:

$$K = \left[\frac{\rho_{mn} \cdot [c_{cn} \cdot (t_2 - t_{\epsilon}) + r \cdot \Delta d + c_n \cdot (d_2 \cdot t_2 - d_{mn} \cdot t_{\epsilon})]}{\rho_2 \cdot [c_{cn} \cdot t_2 + d_2 \cdot (r + c_n \cdot t_2)] - \rho_0 \cdot [c_{cn} \cdot t_0 + d_0 \cdot (r + c_n \cdot t_0)]} \times \right]^{-1} \times (\varepsilon_{mn} - 1)^{-1} + 1, \quad (24)$$

де d_{mn} – вологовміст сушильного агента на виході із конденсатора теплового насосу, кг_{вл}/кг_{сп}; t_{cm} – температура сушильного агента, що задається технологією; t_{mn} – температура сушильного агента на виході із конденсатора теплового насосу (паспортна величина); t_0 – температура свіжого повітря.

Рівняння (24) може бути реалізоване разом з рівнянням для вологовмісту сушильного агента d_{mn} на виході із конденсатора теплового насосу, яке випливає з матеріального балансу камери змішування і має вигляд:

$$d_{mn} = \frac{d_{cm} - (1 - K) \cdot d_0}{K}. \quad (25)$$

Параметри сушильного агента $d_{cm}, \Delta d, d_2$ визначаються за рівняннями (14) – (16).

Розрахунки показують, що для реального теплового насосу з $t_{mn} = 60^\circ\text{C}$ та заданих нами умов температурного режиму сушіння $t_{cm} = 55^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 30\%$ величина рециркуляції сушильного агента K становитиме 97 %.

Вираз для визначення ККД теплонасосної сушарки в загальному випадку визначається співвідношенням:

$$\eta_{cy} = \frac{Q_{win}}{L_{mn}}. \quad (26)$$

Після підстановки в (23) вищенаведених залежностей вираз для визначення ККД теплонасосної сушарки прийме вигляд:

$$\eta_{cy} = \frac{\rho_{cm} \Delta d r(t_m)}{K \rho_{mn} [c_{cn}(t_2 - t_6) + r \Delta d + c_n(d_2 t_2 - d_{mn} t_6)]} \cdot (\varepsilon_{mn} - 1). \quad (27)$$

Аналіз рівняння (27) разом з рівняннями (24) та (25) дозволяє зробити висновок, що ККД сушильної установки в значній мірі залежить від технології сушіння матеріалу, яка визначає температуру та відносну вологість сушильного агента на вході до камери. На рис. 4 представлені залежності величини η_{cy} від відносної вологості повітря при прийнятих параметрах сушіння деревини, розраховані за рівнянням (27) за допомогою вищенаведених формул.

Для порівняння отриманих залежностей з відомими даними значимо, що вибраний нами ККД сушарки пов'язаний з критерієм енергетичної ефективності у вигляді питомих затрат енергії на випаровування 1 кг води співвідношенням:

$$\eta_{cy} = \frac{r(t_m)}{L_{num}}, \quad (28)$$

де $L_{\text{нм}}$ – питомі затрати енергії на випаровування 1 кг вологи, кДж/кг_{вл.}

З рис. 4 видно, що отримані в роботі [8] дані по залежності $L_{\text{нм}} = f(\varphi_{\text{см}})$ для замкнутої схеми теоретичної теплонасосної сушарки якісно узгоджуються з даними нашого аналізу. Збільшення розходження між цими даними при підвищенні відносної вологості сушильного агента, на наш погляд, можна пояснити збільшенням коефіцієнта трансформації теплового насоса при підвищенні конденсації пари в випаровувачі-осушнику повітря при зростанні $\varphi_{\text{см}}$, що, вірогідно, не враховувалось в роботі [8].

Співставлення отриманих даних з розрахунковими даними за формулою (11) для традиційної сушарки (лінія 4 на рис. 4) свідчить про значну перевагу теплонасосної сушарки.

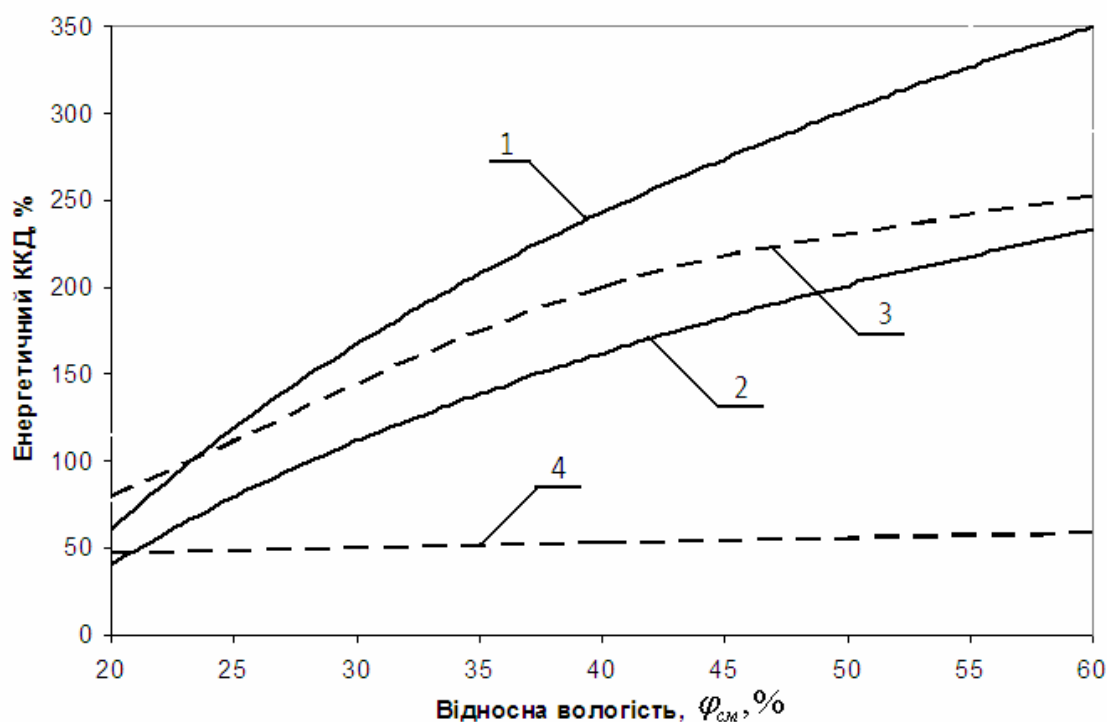


Рис. 4. Залежність енергетичного ККД теплонасосної сушарки від відносної вологості сушильного агента $\varphi_{\text{см}}$:

- 1 – для ідеального циклу ТН; 2 – для реального ТН;
 3 – залежність ККД за результатами досліджень, представлених в роботі [8] для замкнутої схеми; 4 – для традиційної сушарки з рециркуляцією

Аналіз впливу коефіцієнта байпасування на ефективність роботи теплонасосної сушарки з байпасуванням

У деревообробній промисловості більше поширення здобули теплонасосні сушарки з частковим байпасуванням сушильного агента повз теплонасосний агрегат, принципову схему якого показано на рис. 5.

Коефіцієнт байпасування виразимо наступним чином:

$$a = \frac{V_{\delta}}{V_{\text{рец}}}, \quad (29)$$

де V_B – витрата сушильного агента через байпас.

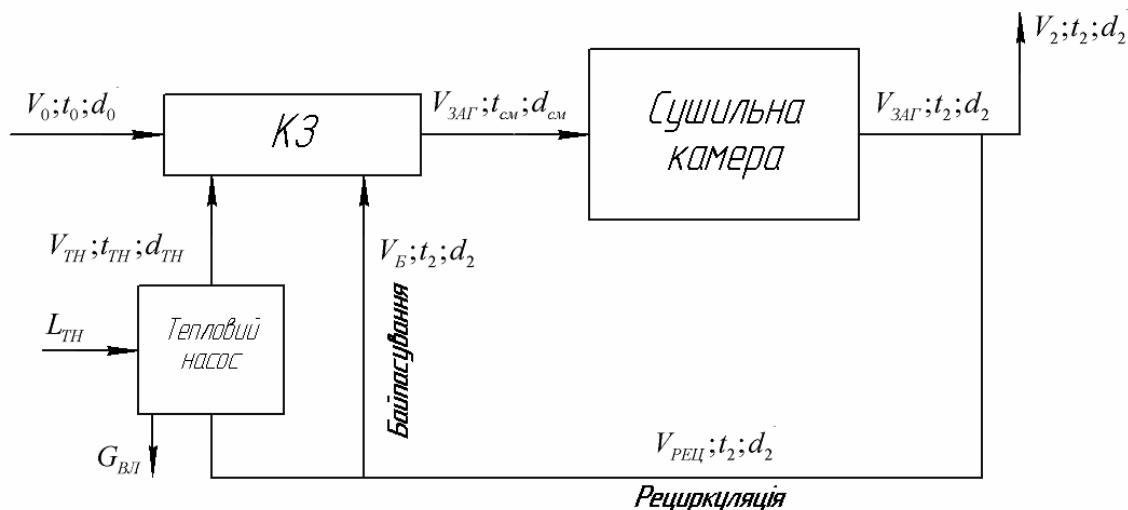


Рис. 5. Принципова схема теплонасосної сушарки з байпасуванням сушильного агента

Витрата сушильного агента через тепловий насос з урахуванням (26) визначатиметься

$$V_{\text{тн}} = V_{\text{рец}} \cdot (1 - a). \quad (30)$$

З урахуванням вищезгаданого, тепловий баланс камери змішування дає змогу аналітично виразити величину температури сушильного агента після теплового насосу в залежності від величини байпасування потоку, яка з урахуванням прийнятих допущень матиме вигляд:

$$t_{\text{тн}} = \frac{\rho_{\text{см}} \cdot t_{\text{см}} - a \cdot \rho_2 \cdot t_2}{(1 - a) \cdot \rho_{\text{тн}}}. \quad (31)$$

Із (31) можемо зробити висновок, що при збільшенні коефіцієнта байпасування, величина $t_{\text{тн}}$ зростає в межах діапазону її регулювання.

Коефіцієнт байпасування має граничне значення, яке визначається із рівняння (31) при $t_{mn} = t_{mn}^{\max}$ $K = 1$.

$$a_{\max} = \frac{\rho_{mn} \cdot t_{mn}^{\max} - \rho_{cm} \cdot t_{cm}}{\rho_{mn} \cdot t_{mn}^{\max} - \rho_2 \cdot t_2}. \quad (32)$$

При $t_{mn}^{\max} = 60^\circ\text{C}$ для реального теплового насосу величина $a_{\max}$ приймає значення $a_{\max} \approx 0,62$ або 62 %. Таким чином, значення коефіцієнта байпасування коливається в межах від 0 до $a_{\max}$.

Параметри сушильного агента для даного типу теплонасосної сушарки визначаються за рівняннями (14) – (16). При фіксованих параметрах повітря на вході (t_{cm} та φ_{cm}) рівняння (25), що впливає із матеріального балансу камери змішування, буде мати наступний вигляд:

$$d_{mn} = \frac{d_{cm} - (1 - K) \cdot d_0 - a \cdot K \cdot d_2}{K \cdot (1 - a)}, \quad (33)$$

де K визначається за рівнянням (24).

Теплове навантаження випаровувача теплового насосу:

$$Q_{mn}^{\text{вип}} = V_{mn} \cdot \rho_{mn} \cdot [c_{cn} \cdot (t_2 - t_g) + r \cdot \Delta d + c_n \cdot (d_2 \cdot t_2 - d_{mn} \cdot t_g)]. \quad (34)$$

Загальні підходи до визначення L_{mn} , ε_{mn}^m , ε_{mn}^o зберігаються. Дані величини розраховуються за формулами (18 – 22).

Вираз для визначення ККД сушарки при заданій схемній реалізації сушильного процесу, виходячи з запису рівняння (26), після проведення ряду математичних перетворень має вигляд:

$$\eta_{cy} = \frac{\rho_{cm} \cdot \Delta d \cdot r(t_m)}{K \cdot (1 - a) \cdot \rho_{mn} \cdot [c_{cn} \cdot (t_2 - t_g) + r \cdot \Delta d + c_n \cdot (d_2 \cdot t_2 - d_{mn} \cdot t_g)]} \cdot (\varepsilon_{mn} - 1), \quad (35)$$

де величина d_{mn} визначається за рівнянням (33).

Для ілюстрації ефективності застосування байпасування наведемо графік залежності ККД сушарки від коефіцієнта байпасування для заданих вихідних умов при роботі теплового насосу за ідеальним циклом Карно, а також вплив необоротностей у тепловому насосі на ККД сушарки. Графік побудований при вихідних даних початкових параметрів сушильного агента $t_{cm} = 55^\circ\text{C}$ та $\varphi_{cm} = 30\%$.

Порівнюючи дані з графіків на рис. 4 та 6 можемо зробити висновок, що при однакових вихідних умовах, теплонасосна сушарка з байпасуванням сушильного агента має більшу енергоефективність ніж теплонасосна сушарка без байпасу. При значенні $\varphi_{cm} = 30\%$ для обох схем та значенні $a = 60\%$ приріст ККД теплонасосної сушарки з байпасом у порівнянні з попередньою схемою становить 65 %.

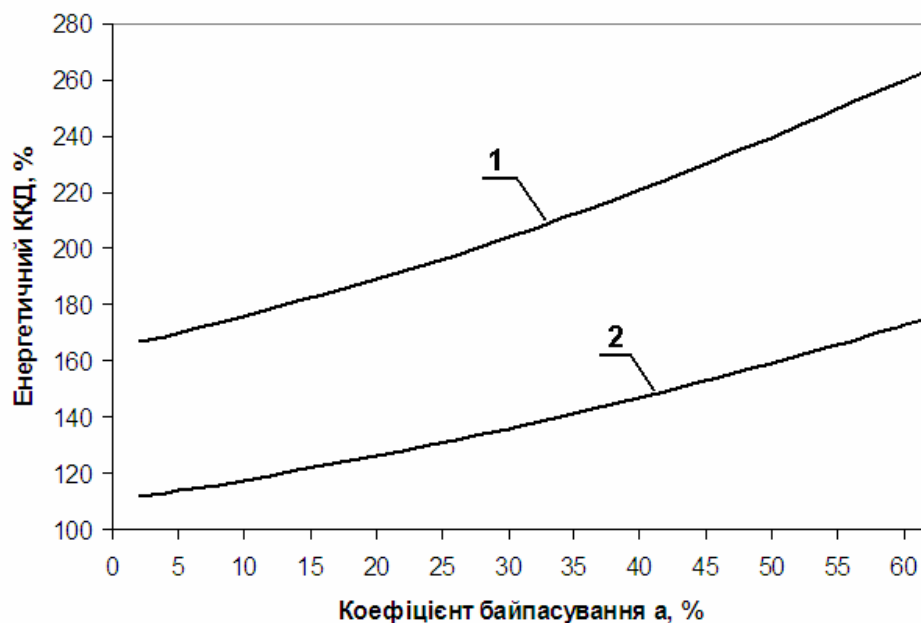


Рис. 6. Залежність енергетичного ККД сушарки від коефіцієнта байпасування сушильного агента:

- 1 – залежність енергетичного ККД при ε_{mn}^m ;
- 2 – залежність енергетичного ККД при ε_{mn}^d

Варто зазначити, що наведений у статті термодинамічний аналіз являється легітимним тільки для першого періоду сушіння, коли вологообмін між сушильним агентом та деревиною проходить при постійній температурі t_m .

Висновки

1. Отримана залежність ККД традиційної сушарки з рециркуляцією сушильного агента не тільки свідчить про ефективність цього способу підвищення ККД, але й дозволяє вибрати відповідний коефіцієнт рециркуляції в залежності від максимальної температури підігріву свіжого повітря (після калорифера).

2. Використання теплового насоса в лінії рециркуляції сушильної установки для осушення та підігріву сушильного агента може бути здійснене тільки при постійному значенні коефіцієнта рециркуляції (близькому до одиниці), який визначається з теплового балансу сушильної установки в цілому за умови викиду надлишкової теплоти, що надходить до контура, після сушильної камери.

3. ККД теплонасосної сушарки суттєво зростає з підвищенням відносної вологості сушильного агента на вході до сушильної камери.

4. Порівняння ККД теплонасосної та традиційної сушарок з рециркуляцією сушильного агента свідчить про значну перевагу теплонасосної схеми сушарки.

5. Застосування лінії байпасування теплового насосу дозволяє зменшити витрату сушильного агента через тепловий насос і за рахунок цього додатково підвищити ККД сушарки.

Список літератури

1. Везиришвили О. Ш. Энергосберегающие теплонасосные системы теплоснабжения / О. Ш. Везиришвили, Н. В. Меладзе. – М. : МЭИ, 1994. – 160 с.
2. Rubinstein H. Drying with heat pumps / Rubinstein H. // Energy Technol. – 1983, № 2.
3. Kudra, T. Heat-Pump Drying / T. Kudra // Advanced Drying Technologies / T. Kudra, A.S. Mujumdar. – 2nd ed. – New York, 2008.
4. Янтовский Е. И. Промышленные тепловые насосы / Е. И. Янтовский, Л. А. Левин. – М. : Энергоиздат, 1989. – 128 с.
5. Данилов О. Л. Экономия энергии при тепловой сушке / О. Л. Данилов, Б. И. Леончик. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 136 с.
6. Hodgett D. L. Efficient drying using heat pumps / Hodgett D. L. // The Chemical Engineer – July 1976. – P. 510–512.
7. Рей Д. Экономия энергии в промышленности : справочное пособие для инженерно-технических работников / Рей Д. – М. : Энергоиздат, 1983. – 208 с.
8. Горбенко Г.А. Термодинамический анализ энергетической эффективности применения тепловых насосов в установках для конвективной сушки древесины / Г. А. Горбенко, С. А. Загоскин, Е. П. Ганжа // Авиационно-космическая техника и технология : сб. науч. тр. Харьковского авиационного института им. Н.Е. Жуковского за 1997 г. – Харьков. – 1998. – С. 161 – 167.
9. Справочник по сушке древесины / [Богданов Е. С., Козлов В. А., Кунтыш В. Б., Мелехов В. И.]. – [4-е изд.]. – М. : Лесная промышленность, 1990. – 394 с.
10. Русланов Г. В. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий : Проектирование : справочник / Г. В. Русланов, М. Я. Розкин, Э. Л. Ямпольский. – Киев : Будівельник, 1983. – 272 с.
11. Paitry J. Stocage par chaleur latente / Paitry J. – Paris : Pycedition, 1981. – 200 p.

Рукопис надійшов 01.03.2010 р.

УДК 66.041:666.92

Бойко В.Н. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Салтыкова Е.А. — студентка, НМетАУ

МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЦИКЛОННОЙ ПЕЧИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА МЕЛКОДИСПЕРСНОЙ ИЗВЕСТИ

Рассмотрена методика расчета аэродинамического сопротивления печи циклонного типа для производства мелкодисперсной извести. Перед выполнением аэродинамического расчета печи необходимо определить ее теплотехнические параметры и материальные потоки в отдельных элементах установки с помощью материального и теплового балансов. В основу аэродинамического расчета положен расчет отдельных циклонных элементов печи и соединительных газопроводов. При этом учитывались изменения по длине печного тракта температуры и расхода газового потока, концентрации пылевидного материала (известь или известняк) в газовом потоке и состава газовой фазы с учетом возможных подсосов воздуха.

Ключевые слова: циклонная печь, циклонные элементы, газопроводы, пылегазовый поток, аэродинамическое сопротивление.

Введение

Одним из перспективных способов производства извести, на наш взгляд, является обжиг предварительно измельченного известняка в циклонных печах. Печи циклонного типа позволяют получать известь высокого качества, что обусловлено малым временем обжига и умеренным температурным режимом. Степень обжига известняка в циклонных печах составляет 92 – 94 %, а известь имеет высокую химическую активность (время гидратации составляет 1 – 1,5 мин). Использование температурного и теплового потенциала дымовых газов для подогрева известняка и извести для подогрева воздуха обуславливает относительно низкий удельный расход условного топлива в циклонной печи – 137 – 140 кг у.т./т извести (при наличии трехступенчатых циклонных теплообменников).

Постановка задачи

В циклонных печах термообработка мелкодисперсного материала осуществляется в потоке теплоносителя во взвешенном состоянии.

Принципиальная схема печи циклонного типа для производства мелкодисперсной извести представлена на рис. 1.

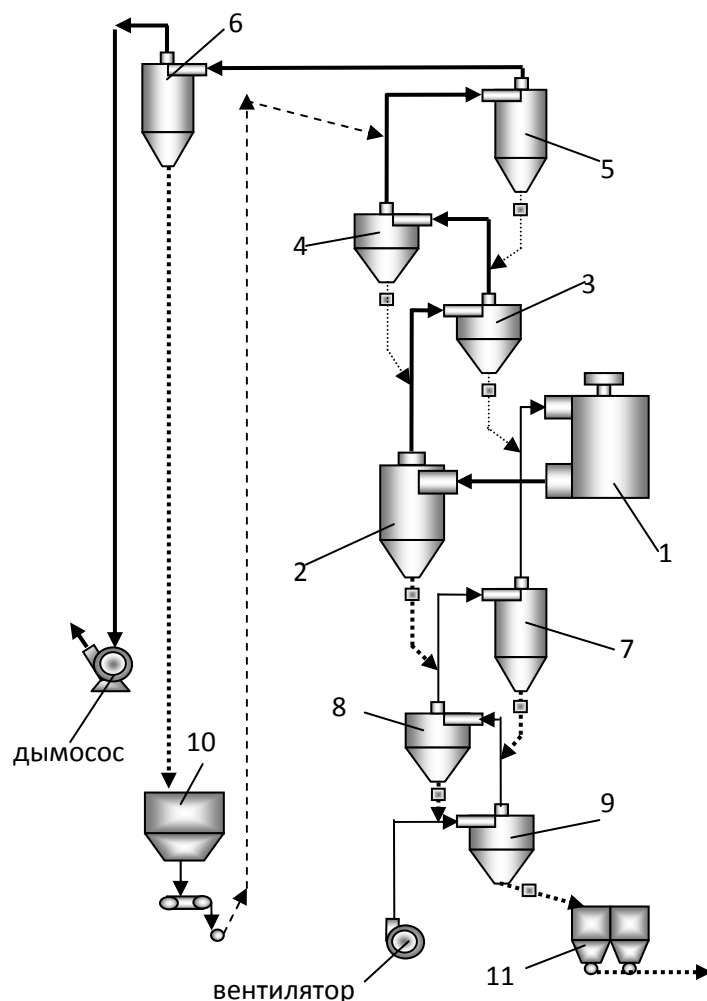


Рис. 1. Схема циклонной печи для производства мелкодисперсной извести:

1 – декарбонизатор; 2 – осадитель извести;
3, 4, 5 – первая, вторая и третья ступени
подогревателя известняка; 6 – улавливающий
циклон; 7, 8, 9 – первая, вторая и третья ступени
охлаждителя извести; 10 – бункер исходного
известняка; 11 – бункер извести

Печь состоит из следующих основных элементов: декарбонизатора, осадителя извести, трех ступеней подогрева известняка и трех ступеней охлаждения извести. Каждый из этих элементов представляет собой теплообменный аппарат, в основу конструкции которого положен циклон. Все конструктивные элементы циклонной печи соединены между собой газоходами. Газоходы и элементы печи представляют собой печной тракт, по которому движется пылегазовый поток.

Таким образом, аэродинамическое сопротивление циклонной печи является одной из основных ее характеристик и от его величины зависит работоспособность печной установки.

Сведения о методах аэродинамического расчета газоходов и циклонных элементов, при движении в них запыленных газовых потоков, носят разобщенный характер. Авторами предложена методика для расчета аэродинамического сопротивления циклонной печи, предназначенной для производства мелкодисперсной извести из тонкомолотого известняка.

Исходные данные для расчета

Газовая фаза последовательно проходит все элементы циклонной печи по ее тракту. Воздух вентилятором подается в охладитель извести, последовательно проходит все три ступени и поступает в декарбонизатор, где используется для сжигания топлива. Образовавшиеся в результате горения топлива дымовые газы последовательно проходят декарбонизатор, осадитель извести, три ступени подогрева известняка, дополнительный улавливающий циклон и поступают в дымосос.

Для каждого элемента печи и для каждого газохода, соединяющего их, характерна своя температура и своя концентрация твердой фазы. Кроме того, концентрация твердой фазы в каждом соединительном газоходе имеет разное значение: до ввода материала из вышерасположенной ступени и после ввода.

Перед аэродинамическим расчетом печи необходимо выполнить расчет ее теплотехнических параметров, который построен на материальном и тепловом балансах ее отдельных элементов [1]. Теплотехнический расчет циклонной печи позволяет определить, изменяющиеся по тракту печи, температуру и расход газового потока, концентрацию пылевидного материала в газовом потоке и состав газовой фазы с учетом возможных подсосов воздуха.

Аэродинамический расчет циклонной печи

Перед выполнением аэродинамического расчета печной установки необходимо предварительно рассчитать геометрические размеры циклонных элементов печи и диаметры соединительных газоходов. Следующим этапом является компоновка циклонной печи, в результате которой определяются длины всех газоходов и их участков.

Основная функция декарбонизатора заключается в получении извести с требуемыми показателями качества. Высокотемпературный газовый поток в декарбонизаторе должен обладать достаточной несущей способностью во избежание выпадения материала в рабочей камере, это обуславливает нижний предел условной скорости в декарбонизаторе. Верхний предел условной скорости обусловлен максималь-

ным аэродинамическим сопротивлением (1500 Па) декарбонизатора. Оба эти условия выполнимы при условной скорости газового потока в декарбонизаторе 2 – 10 м/с [2]. Расчет геометрических параметров декарбонизатора рассмотрен в [2]. Его конструкция существенно отличается от конструкции остальных циклонных элементов печи. В рабочей камере декарбонизатора закрученный газовый поток движется в одном направлении, и это обстоятельство накладывает свои условия на определение величины суммарного коэффициента сопротивления декарбонизатора ψ_d .

Сопротивление декарбонизатора состоит из потерь, связанных с расширением потока на входе в рабочую камеру, затрат энергии на создание вращательного движения в рабочей камере и потерь на трение о ее стенки, суммарных потерь в выхлопной трубе (на сужение потока, на трение и т.д.).

Экспериментальный материал, накопленный при исследовании различных конструкций обжиговых циклонов, позволил определить зависимость суммарного коэффициента сопротивления декарбонизатора от ряда факторов:

$$\psi_d = f(d_{\text{вх}}, d_{\text{вых}}, D, L, n_{\text{вх}}, n_{\text{вых}}, \alpha_{\text{вх}}, \alpha_{\text{вых}}, \Delta), \quad (1)$$

где $d_{\text{вх}}$, $d_{\text{вых}}$ – внутренние диаметры, соответственно, входного и выхлопного патрубков; D , L – диаметр и длина рабочей камеры декарбонизатора; $n_{\text{вх}}$, $n_{\text{вых}}$ – количество входных и выхлопных каналов; $\alpha_{\text{вх}}$, $\alpha_{\text{вых}}$ – угол наклона входных и выхлопных каналов к продольной оси рабочей камеры декарбонизатора; Δ – абсолютная шероховатость стенок рабочей камеры.

Для обработки экспериментальных данных использовались некоторые обобщенные величины, к числу которых относятся:

– относительная площадь входных каналов

$$\bar{f}_{\text{вх}} = \frac{n_{\text{вх}} f_{\text{вх}}}{F} = \frac{n_{\text{вх}} d_{\text{вх}}^2}{D^2}; \quad (2)$$

– относительная площадь выхлопных каналов

$$\bar{f}_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{вых}} f_{\text{вых}}}{F} = \frac{n_{\text{вых}} d_{\text{вых}}^2}{D^2}; \quad (3)$$

– относительная длина рабочей камеры

$$\bar{l} = \frac{L}{D}; \quad (4)$$

– относительная шероховатость стен рабочей камеры

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D} 100, \%. \quad (5)$$

Для различных конструкций декарбонизатора количество входных каналов $n_{\text{вх}}$ составляло 1, 2, 4, 6 и 8, а угол их наклона $\alpha_{\text{вх}}$ соот-

ветствовал 60° , 75° или 90° . Каждый декарбонизатор имел один или два выхлопных канала ($n_{\text{вых}} = 1 \div 2$) с углом наклона $\alpha_{\text{вых}}$ равным 0° , 45° или 90° . При $\alpha_{\text{вых}} 45^\circ$ и 90° выхлопные патрубки располагались тангенциально, а при $\alpha_{\text{вых}} = 0^\circ$ – соосно рабочей камере декарбонизатора.

При диаметре рабочих камер исследованных обжиговых циклонов 0,4 м; 0,5 м; 0,8 м; 1,8 м и 2,0 м величина $\bar{f}_{\text{вх}}$ изменялась в диапазоне $0,01 \div 0,12$, величина $\bar{f}_{\text{вых}}$ – в диапазоне $0,18 \div 0,65$, а относительная длина рабочей камеры $\bar{l} = 1,0 \div 3,0$.

При абсолютной шероховатости стен рабочей камеры $\Delta = (5 \div 15) \cdot 10^{-3}$ м величина $\bar{\Delta} = 0,5 \div 1,25$ %.

Результаты обработки опытных данных показали незначительное влияние на величину ψ_d количества выхлопных патрубков $n_{\text{вых}}$ и их угла наклона $\alpha_{\text{вых}}$. Получена зависимость для определения суммарного коэффициента сопротивления декарбонизатора, которая имеет вид

$$\psi_d = 0,16 \cdot \left(\frac{1}{n_{\text{вых}}} + 0,9 \right) \bar{f}_{\text{вх}}^{-1,5} \cdot \bar{f}_{\text{вых}}^{-1,2} \cdot (\bar{l} \cdot \bar{\Delta})^{0,25}. \quad (6)$$

Для расчета полного аэродинамического сопротивления декарбонизатора в качестве определяющей скорости выбрана средняя расходная скорость газового потока в рабочей камере. При ее определении учитывалось увеличение расхода дымовых газов по длине рабочей камеры за счет выделяющегося при термическом разложении известняка углекислого газа.

Величина полного аэродинамического сопротивления циклонного декарбонизатора ΔP_d рассчитывалась по формуле:

$$\Delta P_d = \psi_d \frac{\bar{w}_d^2}{2} \rho (1 + \mu_d), \quad (7)$$

где $\bar{w}_d$ – средняя расходная скорость газового потока в рабочей камере, м/с; ρ – плотность газового потока в декарбонизаторе при средней температуре, кг/м³; μ_d – средняя концентрация твердой фазы в газовом потоке внутри декарбонизатора, кг/кг.

При аэродинамическом расчете печи определялись потери давления на трение и местные сопротивления в трубопроводах и потери давления в циклонных элементах установки. Для определения диаметров циклонных элементов и соединительных газоходов задаются средней условной скоростью в циклоне и скоростью газового потока в газоходе.

Потери давления на трение $\Delta P_{\text{тр}}$ определялись с помощью зависимостей [3, 4]:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2} \rho (1 + \mu); \quad (8)$$

$$\lambda = 0,132 \left(\frac{0,001}{D} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}; \quad (9)$$

$$\text{Re} = \frac{wD}{\nu}, \quad (10)$$

где λ – коэффициент трения; L , D – длина и диаметр участка трассы, м; w , ρ – скорость (м/с) и плотность (кг/м³) газового потока; μ – концентрация твердой фазы в газовом потоке, кг/кг; ν – коэффициент кинематической вязкости газовой фазы, м²/с.

Потери давления на местные сопротивления [3, 4]:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho (1 + \mu), \quad (11)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

При выборе скорости газового потока в газоходах необходимо исходить из того, чтобы газовый поток обладал достаточной несущей способностью и обеспечивал пневмотранспорт материала, а пылевидный материал не выпадал в газоходах. При этом принималось во внимание, что увеличение скорости газового потока в газоходах хотя и уменьшает габариты установки, однако увеличивает ее аэродинамическое сопротивление. Поэтому, в соответствии с рекомендациями [4, 5], скорость газового потока в соединительных газоходах выбиралась в пределах 10 – 15 м/с.

Циклонные элементы печи: осадитель, три ступени охлаждения извести, три ступени подогрева известняка и дополнительный улавливающий циклон должны выполнять главную функцию – улавливать пылевидный материал из газового потока. В качестве основной конструкции этих элементов принята конструкция циклонов ЦН-15, для которых оптимальной величиной средней условной скорости является скорость, равная 3,5 м/с [6]. Конструктивные размеры этого типа циклонов находятся в пропорциональной зависимости от диаметра, а значение их коэффициента сопротивления ψ рассчитывается по известной методике [6], при этом потери давления в циклонных элементах определяются уравнением:

$$\Delta P_{\text{ц}} = \psi \frac{w_{\text{ц}}^2}{2}, \text{ Па}, \quad (12)$$

где ψ – коэффициент сопротивления циклонных элементов печной установки; $w_{\text{ц}}$ – средняя условная скорость газового потока в циклоне.

На последнем этапе осуществляется аэродинамический расчет циклонной печи по отдельным ее участкам, начиная от вентилятора и заканчивая входным патрубком дымососа.

Данная методика была использована при расчете аэродинамического сопротивления циклонной печи для производства мелкодисперсной извести из предварительно измельченного известняка. Общие потери давления в печи при выбранных режимах движения дисперсных сред в газоходах и циклонных элементах составили 6150 Па, при этом потери давления на участке от вентилятора до входа в декарбонизатор составили 1630 Па, в декарбонизаторе 970 Па, а от декарбонизатора до мельничной системы – 3550 Па.

Эти данные были использованы при разработке технического задания на проектирование промышленного образца циклонной печи.

Выводы

Предложен метод расчета аэродинамического сопротивления циклонной печи для производства мелкодисперсной извести из тонкомолотого известняка. Получена экспериментальная зависимость для определения суммарного коэффициента сопротивления декарбонизатора.

Методика была использована при разработке технологического задания и проектировании промышленного образца циклонной печи для производства мелкодисперсной извести.

Предложенный метод может быть использован для расчета аэродинамических характеристик циклонных печей, предназначенных для термообработки любых порошкообразных материалов.

Список литературы

1. Бойко В. Н. Расчет печи циклонного типа для термообработки мелкодисперсных материалов / Бойко В. Н., Федоров О. Г. // Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск : ПП Грек А.С., 2007. – С. 33–43.
2. Бойко В. Н. Расчет рабочей камеры циклонного декарбонизатора для обжига мелкодисперсного известняка // Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск : ПП Грек А.С., 2006. – С. 16–22.
3. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.
4. Рекомендации по проектированию пневматического транспорта сыпучих материалов / Часть I. Разделы 1-6. – Свердловск, Уралэнергочермет, 1982. – 105 с.

5. Смолдырев А. Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии (техника и технология, инженерные расчеты). – М. : Металлургия, 1985. – 280 с.

6. Циклоны НИИОГАЗ / Руководящие указания по проектированию, изготовлению, монтажу и эксплуатации. – Ярославль, 1971. – 96 с.

Рукопись поступила 03.11.2009 г.

УДК 536.2:621.078

Босенко Т.М. – аспірант, Дніпропетровський національний Університет

НЕРІВНОВАЖНІ ПРОЦЕСИ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ В ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛАХ

Визначено релаксаційні ефекти локально-нерівноважної термодинаміки, подальший вплив їх на формування температурного поля в матеріалах. Проаналізовано поверхневий шар матеріалів при високошвидкісному впливі з урахуванням ефектів релаксації. На основі проведених асимптотичних досліджень розв'язків задач теплопровідності під час релаксації системи, а також порівняльного аналізу гіперболічного та інтегро-диференційного рівнянь, наведені структурні розв'язки задач нестационарної теплопровідності гіперболічного та інтегро-диференційного типів для багатошарових матеріалів, які дозволяють враховувати чинники, що викликають збурення теплового поля на кожному з шарів. Результати досліджень показали відхилення температури в початковий момент часу, виражені в стрибкоподібній поведінці функції температури, що призводить до термічного руйнування поверхневого шару матеріалу. Методи розрахунку дозволяють розраховувати ефективний шар в матеріалі і тим самим знизити згубний вплив ефектів некерованих релаксацій.

Ключові слова: релаксація, нерівноважні процеси, теплова пам'ять.

Вступ

Процеси переносу енергії і речовини мають найширше розповсюдження в природі і техніці. Цим пояснюється виключно важливе наукове і практичне значення побудови теорії процесів переносу, встановлення основних закономірностей їх протікання і створення ефективних методів розв'язання задач переносу. Як і будь-яка інша термодинамічна теорія, класична термодинаміка незворотних процесів і заснована на ній теорія процесів переносу спираються на ряд базових принципів (аксіом), які, з одного боку, сприяють встановленню ясності у формулюваннях основних понять і принципів теорії, а з іншого боку, накладають серйозні обмеження на область застосовності теорії. Найсильніше обмежують область застосовності класичної теорії процесів переносу принцип локальної термодинамічної рівноваги і принцип локальності.

Теоретичні засади нелокальних процесів

Принцип локальної термодинамічної рівноваги означає, що, хоча система в цілому і не знаходиться в стані повної рівноваги і в ній існують градієнти температури або концентрації, в кожному малому елементі середовища існує стан локальної рівноваги, для якої локальна ентропія є тією ж функцією макроскопічних змінних, що і для рівноважної системи. Це означає, що стан нерівноважної системи описується локальними термодинамічними потенціалами, які залежать від просторових координат і часу лише через термодинамічні параметри і підкоряються рівнянням термостатики. З фізичної точки зору наближення локальної рівноваги справедливе, якщо час релаксації протягом якого встановлюється рівновага в мікроскопічно малих, але таких, що містять велике число частинок, областях, набагато менше характерного часу даного процесу, тобто [1, 2]:

$$\tau \ll t_0. \quad (1)$$

Іншими словами, стан локальної термодинамічної рівноваги може встановитися в системі, якщо швидкість зміни її макропараметрів за рахунок зовнішнього впливу, тобто швидкість руйнування рівноваги, набагато менше швидкості релаксації системи до локальної рівноваги. Принцип локальності, використовуваний при побудові як класичної термодинаміки необоротних процесів, так і багатьох інших термодинамічних теорій, припускає, що основні закони механіки справедливі не тільки для системи в цілому, але і для кожної з її частин, якою б малою вона не була. Звідси виходить, що в інтегральних законах збереження для таких систем можна здійснювати граничний перехід при прагненні об'єму інтегрування до нуля і отримувати еквівалентні закони збереження у формі диференціальних рівнянь в частинних похідних. З фізичної точки зору така процедура некоректна, оскільки середовище складається з мікрооб'єктів (атомів, молекул, кластерів і так далі), які наділені якісно новими властивостями, несумісними з класичними представленнями механіки суцільного середовища. Проте, якщо характерний макромасштаб даного процесу набагато більше характерного масштабу мікроструктури середовища тобто:

$$L \gg h, \quad (2)$$

тоді такий процес локальний, тобто виконується у рівняннях переносу в локальній формі. Ґрунтуючись на принципі локальної термодинамічної рівноваги і принципі локальності, класична термодинаміка незворотних процесів призводить до рівняння теплопереносу параболічного типу [3]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \nabla^2 T + W. \quad (3)$$

Як і слід було чекати, класичне рівняння переносу (3) локальне, тобто воно не містить характерного масштабу, властивого даній системі і, отже, справедливе для будь-якої її частини, якої б малою вона не була. Крім того, наближення локальної термодинамічної рівноваги призводить до того, що рівняння переносу (3) не містить також і характерних тимчасових масштабів даної системи (часу релаксації). Це означає, що (3) локальне в часі. Таким чином, класичні рівняння переносу параболічного типу (3) локальні як в часі, так і в просторі.

Слід зазначити, що процес переносу за своєю суттю нелокальний, оскільки частинка переносить енергію або масу з однієї точки простору в іншу, причому цей перенос відбувається не миттєво, а вимагає кінцевого проміжку часу x . Якщо виконуються наближення локальної рівноваги (1) і принцип просторової локальності (2), тоді цими ефектами можна нехтувати і описувати процес перенесення класичними рівняннями параболічного типу (3). Такі процеси переносу називатимемо локальними, оскільки вони локальні як в часі, так і в просторі. Інакше, коли процес $t_0 \approx \tau$, $L \approx h$ переносу нелокальний і не може бути описаний класичними (локальними) рівняннями переносу параболічного типу (3). У такій ситуації для опису процесів переносу слід користуватися локально-нерівноважною моделлю, що не спирається на наближення локальної термодинамічної рівноваги і принцип просторової локальності.

Із закону Максвелла-Каттанео і закону збереження енергії одержуємо рівняння, що описує просторово-часову еволюцію релаксаційного температурного поля (РТП) і теплового потоку у локально-нерівноважних умовах [4, 5]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \tau_r \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} = a \nabla^2 T + \frac{W}{c\rho} + \tau_r \frac{\partial W}{\partial t}. \quad (4)$$

Поява релаксаційного доданку в законі Максвелла-Каттанео призводить до рівняння теплопровідності (4) гіперболічного типу. Рівняння (4) передбачає, що зміни температури на поверхні твердих матеріалів розповсюджуватимуться в його об'єм з кінцевою швидкістю. Ця властивість розв'язків гіперболічних рівнянь переносу відрізняється від властивостей розв'язків класичних рівнянь переносу параболічного типу, згідно яким вплив теплового збурення розповсюджується миттєво на весь простір, тобто тепло з точки x розповсюджується так, що вже в наступний момент часу після дії джерела тепла теплові збурення прямують до нуля лише асимптотично при прямованні координати у нескінченність. Цей «парадокс нескінченної швидкості розповсюдження збурень» з фізичної точки зору неприйнятний, оскільки порушує принцип причинності. Таким чином, локально-нерівноважні рівняння гіперболічного типу усувають цей парадокс. Одною з особливостей нелокального рівняння переносу (3), є наявність у правій час-

тині не тільки функції джерела W , але і похідної за часом. З формальної точки зору такі члени можуть розглядатися як додаткові джерела тепла, точніше «псевдоджерела». Існування таких псевдоджерел, звичайно ж, не змінює сумарної тепломісткості системи, яке визначається початковим тепловмістом і функцією джерела W . Проте вони можуть помітно змінити просторово-часові розповсюдження температури і теплового потоку в системі. У матеріалах з врахуванням релаксаційних процесів передісторія термічного впливу суттєво впливає на процес швидкоплинного теплопереносу при часах релаксування системи – часах встановлення термодинамічної рівноваги. Важливою особливістю є використання узагальненого закону Фур'є, що враховує ефекти релаксацій, що виражаються у функціях релаксації теплового потоку $\alpha(t)$ і внутрішньої енергії $\beta(t)$. Де δ – еквівалентні функції

$$\alpha(t) \rightarrow \sum_{j=1}^k \delta_{\Theta}(\Delta\Theta_j) - \text{зовнішня складова обліку передісторій зміни РТП}$$

при екстремальному впливі на матеріал;

$$\beta(t) \rightarrow \sum_{j=1}^k \delta_W(\Delta\Theta_j) - \text{внутрішня складова обліку передісторій РТП при}$$

екстремальному впливі на матеріал [6, 7]. Наслідком обліку даних функцій приходимо до розуміння теплової пам'яті. Комплекс теплової пам'яті виражається передісторією впливу на матеріал, що з математичної точки зору виражається інтегральною сумою функцій релаксацій $\alpha(t)$, $\beta(t)$, що призводить до розгляду рівняння нестационарної теплопровідності – інтегро-диференціального рівняння теплопровідності, окремим випадком якого є гіперболічне рівняння теплопровідності (ГРТ), що не враховує релаксацію внутрішньої енергії. Модель інтегро-диференційного типу також усуває парадокс про нескінченну швидкість розповсюдження теплової хвилі у матеріалі [8], [9].

Аналітичний опис ефектів теплової пам'яті, що описуються як лінійними гіперболічними рівняннями, так і лінійними інтегро-диференційними рівняннями (ІДР), призводить до сингулярно-розривних ефектів та потребує вивчення поведінки таких систем. Таким чином, одним з основних напрямів у вивченні високоінтенсивних теплових процесів є розробка математичних моделей процесів теплопровідності, заснованих на ІДР швидкісного типу для твердих матеріалів.

Введенням поняття термічного релаксуючого шару Δ_r (ТШР), даний клас задач було проаналізовано та представлено розв'язок нового уніфікованого вигляду розривно-асимптотичних функцій РТП у межах ТШР Δ_r . При екстремальному впливі на систему відбуваються релаксаційні процеси, що характерні існуванням областей стійкості

Ω^+ та областей швидкого падіння – гіперрелаксації Ω^- , тоді розв'язки, що отримані з ГРТ (3) у зв'язку з появою точки розриву при $t = \tau_r$ складаються з двох сум доданків. Під розривним періодичним розв'язком рівняння (4) будемо розуміти таку функцію Θ_{Γ^+} , компоненти якої в мить $t = \tau_r$ являються розривними та підвержені стрибкоподібному значенню: чередування ділянок стійкої області Θ_{Γ^-} – дострибкової, та ділянок зриву Θ_{Γ^+} [10, 11].

Будь-які об'єкти, здатні акумулювати енергію, прийнято розглядати, як об'єкти з пам'яттю. Матеріали не здійснюють цілеспрямованих дій, вони з часом під впливом зовнішніх чинників або внутрішньої еволюції змінюють свій стан або властивості. Коли процес придбання (або втрати) речовиною будь-яких властивостей або перехід його з одного стану в інше залежить від попереднього теплового стану, то говорять, що матеріал наділений тепловою пам'яттю [12]. Такі матеріали вивчаються за допомогою математичних моделей інтегрального типу по товщині шару релаксування Δ_r [13, 14]:

$$\begin{aligned} \tau_{0,\nu} \frac{\partial \Theta_\nu(x,t)}{\partial Fo} + t_{r,\nu} \frac{\partial^2 \Theta_\nu(x,t)}{\partial t^2} + \tau_{0,\nu} \int_0^{t^*} \beta_\nu(s) \frac{\partial \Theta_\nu(x,t-s)}{\partial t} ds = \\ = \alpha_\nu(0) \frac{\partial^2 \Theta_\nu(x,t)}{\partial x^2} + \int_0^{t^*} \alpha_\nu(s) \frac{\partial^2 \Theta_\nu(x,t-s)}{\partial x^2} ds + W_\nu(x,t), \quad \nu = \overline{1,m}, \end{aligned} \quad (5)$$

де $\tau_{0,\nu} = \tau_{r,\nu} / \tau_{e,\nu}$ – критеріальний множник ІДР, що вказує міру нелокальності процесу; ν – номер шару матеріалу, t^* – час локалізації процесу. Розв'язок рівняння (5) має фізичну основу тільки на проміжках часу, що відповідають часам релаксування в залежності від кількості шарів: при збільшенні товщини шару або кількості шарів матеріалу, межі застосування ІДР прямують до нуля та при досягненні критичного шару $|\Delta_r|$ стають тривіальними. Якщо при екстремальному впливі на систему відбуваються релаксаційні процеси, що характерні існуванням областей стійкості $\Omega^{+e\nu}$, $\Omega^{+r\nu}$ та областей швидкого падіння – гіперрелаксації $\Omega^{-e\nu}$, $\Omega^{-r\nu}$, тоді розв'язок рівняння (5) у зв'язку з появою точок розриву при $t = \tau_{r,\nu}$, $t = \tau_{e,\nu}$ складається з трьох доданків і визначається на трьох проміжках $\Gamma^{+e\nu} = (0, \tau_{e,\nu})$, $\Gamma^{-e\nu} = \Gamma^{+r\nu} = (\tau_{e,\nu}, \tau_{r,\nu})$, $\Gamma^{-r\nu} = (\tau_{r,\nu}, t^*)$, де Fo^* – час локалізації процесу [15].

Визначення величини РТП у точках розриву дозволяють δ -еквівалентні функції. Поведінка цих функцій і визначає, а саме аналі-

тичний клас функцій, визначає неперервність РТП у критичних точках, що повністю узгоджується з термодинамічним визначенням температури, як неперервної величини.

Результати дослідження нелокальних рівнянь

Врахуванню чинників збурення РТП на шарі релаксування Δ_r передуює аналітичне обґрунтування, на основі якого проводились числові розрахунки стосовно до технологічного процесу виробництва нових термічно-стійких матеріалів. Для розрахунків були вибрані двошарові матеріали із зоною релаксування по товщині кожного шару.

Реалізувавши структурно-аналітичні розв'язки для шарових матеріалів визначення температурних полів при екстремальному впливі, за допомогою операційного обчислення та числової схеми [16] та зобразивши графічно одержані розв'язки рівняння (5) теплопровідності інтегро-диференційного типу можливо провести порівняльну характеристику локальних та нелокальних процесів у матеріалі рис. 1 – 3.

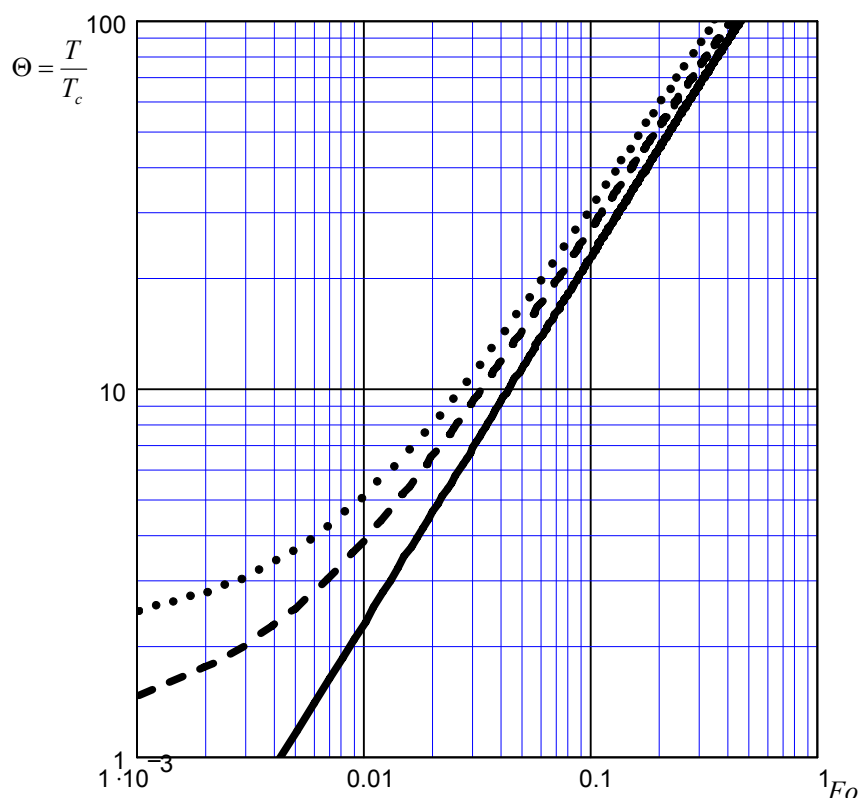


Рис. 1. Відхилення нерівноважного температурного поля в асимптотичних розв'язках рівнянь швидкісного типу.

Порівняльний аналіз інтегрального (·····), гіперболічного (- - - -) та параболічного (—) розв'язків

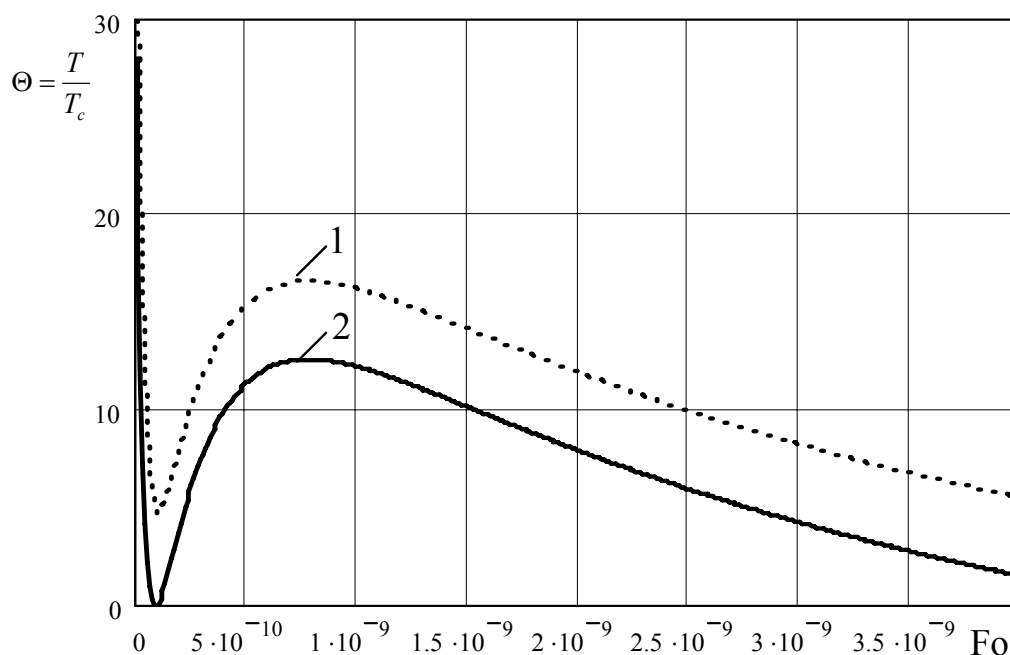


Рис. 2. Осцилюючі ефекти теплової пам'яті в двошаровому матеріалі $Fo^* = Fo \cdot 10^{-9}$:
1 – поверхневий шар, 2 – внутрішній шар

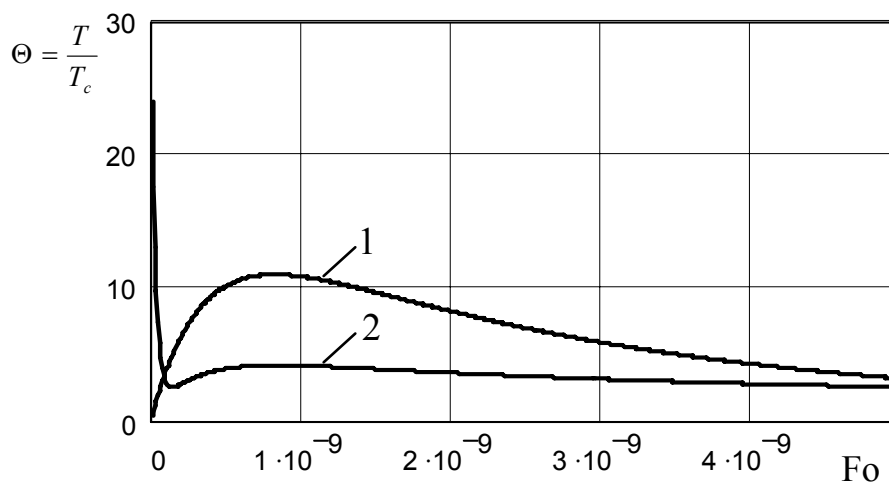


Рис. 3. Порівняльний аналіз розв'язків гіперболічного та ІДР рівнянь:
(1) – ГРТ, (2) – ІДР з урахуванням передісторії теплового впливу

При порівнянні розв'язків спостерігається незначна відмінність результатів, що пояснюється різницею між точним аналітичним та асимптотичним розв'язками. Встановлено, що зміна температури порівняно з початковим її значенням спостерігається лише в тонкому поверхневому шарі матеріалу, глибина якого залежить від закону зміни щільності теплового потоку. На основі нелокальних моделей гіперболічного та інтегрального типу проведено аналіз матеріалів та ви-

значено критерії термічної стійкості кожного з шарів: $\tau_{r,i} \geq \tau_{r,i+1}$ – умова термічної стійкості; $\tau_{r,i} < \tau_{r,i+1}$ – умова термічної нелокальності внутрішнього шару матеріалу.

Треба зауважити, що при шаровому матеріалі ефект пам'яті буде поступово зникати, з підвищенням номера шару, це передусім пов'язано зі зменшенням релаксаційних процесів у шарі матеріалу, який віддаляється від шару, на який впливають.

По-друге, використання не всіх матеріалів призводить до зменшення відхилень у екстремальному впливі, що являє собою не раціоналізоване використання матеріалу при побудові тої чи іншої моделі релаксаційного процесу.

Висновки

Проведені на основі швидкісних та нерівноважних моделей дослідження показали, що локально-нерівноважні ефекти мають визначальний вплив на механізм і основні закономірності розповсюдження високошвидкісних хвиль у середовищах зі спадковістю. Розвинені методи можуть служити основою для побудови локально-нерівноважних моделей процесів переносу, що протікають у матеріалах. Інтегральне формулювання рівнянь переносу і відповідний їм другий закон термодинаміки приводять до появи нелокальних членів, співпадаючих з (або рівних за порядком величини) членами в рівняннях переносу, отриманих у термодинамічних і статистичних методах на основі локального формулювання законів збереження. Це означає, що підхід до дослідження динаміки нелокальних систем повинен бути заснований на законах збереження в інтегральній або в іншій нелокальній формі. Визначення величини РТП у точках розриву можливе за допомогою δ -еквівалентних функцій. Поведінка цих функцій, а саме аналітичний клас функцій, і визначає неперервність РТП у критичних точках, що повністю узгоджується з термодинамічним визначенням температури, як неперервної величини. Проведено параметричні дослідження для ефективного захисту покриттів за умов екстремального впливу на конструкцію з урахуванням теплової пам'яті. Визначено ефективний шар при одномірному екстремальному впливі. Подальший розвиток використання релаксаційних процесів призводить до сумісного використання ГРТ та ІДР з урахуванням теплової пам'яті, де використання ІДР з тепловою пам'яттю обмежується областю прогрівання або охолодження зони впливу зовнішніх чинників, вся інша область досліджується за допомогою ГРТ. Розвиток експерименту в області високо-температурних досліджень пов'язаний як із вирішенням багатьох методичних проблем, так і зі створенням якісної аналітичної теорії для подальшого розвитку її на практиці.

Список літератури

1. Соболев С. Л. Процессы переноса и бегущие волны в локально-неравновесных системах // Успехи физ. наук. – 1991. – Т. 161, № 3. – С. 5–29.
2. Соболев С. Л. Локально-неравновесные модели процессов переноса / С. Л. Соболев // Успехи физ. наук. – 1997. – Т. 167, № 10. – С. 1095–1106.
3. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М. : Высш. школа, 1967. – 560 с.
4. Pakdemirli M. Approximate symmetries of hyperbolic heat conduction equation with temperature dependent thermal properties / M. Pakdemirli, A. Z. Sahin // Mathematical and Computational Applications. – 2005. – Vol. 10, № 1. – P. 139–145.
5. Карташов Е. М. Аналитические методы в теории теплопроводности твёрдых тел / Е. М. Карташов. – М. : Высшая школа, 2001. – С. 204–510.
6. Веселовський В. Б. Розв'язання задач теплопровідності для складених тіл при екстремальних впливах / В. Б. Веселовський, Т. М. Босенко // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2009. – Т. 14, № 1. – С. 168–179.
7. Веселовский В. Б. Математическое моделирование импульсного нагрева твёрдых тел / В. Б. Веселовский, Т. М. Босенко // Металлургическая теплотехника : сб. науч. тр. НМетАУ. – 2008. – С. 39–46.
8. Босенко Т. М. Математическое моделирование и исследование решений задач теплопроводности для составных тел с учётом тепловой «памяти» / Т. М. Босенко // Вісник Дніпропетровського університету: зб. наук. праць ДНУ. – 2009. – Т. 17, № 5. – С. 88–98.
9. Веселовский В. Б. Решение задач теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учетом тепловой памяти / В. Б. Веселовський, Т. М. Босенко, К. В. Горелова // Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2007. – Вип. 2 (28). – С. 87–92.
10. Дейнека В. С. Математические модели и методы расчёта задач с разрывными решениями / В. С. Дейнека, И. В. Сергиенко, В. В. Скопецкий. – Киев : Наукова думка, 1995. – 262 с.
11. Мищенко Е. Ф. Дифференциальные уравнения с малым параметром и релаксационные колебания / Е. Ф. Мищенко, Н. Х. Розов. – М. : Наука, 1975. – 240 с.
12. Дей У. А. Термодинамика простых сред с памятью / У. А. Дей. – М. : Мир, 1974. – С. 40–134.
13. Веселовский В. Б. Задачи теплопроводности для составных сред при экстремальных условиях / В. Б. Веселовский, Ю. А. Малая,

Т. М. Босенко // Вісник Херсонського національного технічного університету. – Херсон, 2006. – С. 101–105.

14. Веселовский В. Б. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учетом тепловой памяти / В. Б. Веселовский, Т. М. Босенко, К. В. Горелова // Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – Д. : ПП Грек О.С., 2007. – С. 44–52.

15. Босенко Т. М. Дослідження та оцінка збіжності асимптотичних розв'язків інтегро-диференціального рівняння теплопровідності за локально-нерівноважних умов / Т. М. Босенко // Вісник Херсонського національного технічного університету. – Херсон. – Вип. 2 (35), 2009. – С. 117–121.

16. Босенко Т. М. Численный метод решения задачи теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учетом тепловой памяти / Т. М. Босенко // Диференціальні рівняння та їх застосування. – Д. : зб. наук. пр. ДНУ. – 2007. – С. 111–117.

Рукопис надійшов 01.03.2010 р.

УДК 536.2:621.078

Веселовський В.Б. — к. ф.-м. н., доц., Дніпропетровський національний
Університет (ДНУ)

Босенко Т.М. — аспірант, ДНУ

ВРАХУВАННЯ РЕЛАКСУЮЧИХ ЕФЕКТІВ У РІВНЯННЯХ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ШВИДКІСНОГО ТИПУ

Визначено релаксаційні процеси теплопровідності, що описуються інтегро-диференціальним рівнянням теплопровідності з використанням ядер інтегрування поліноміально-експоненціального типу. Наведено уніфіковані представлення екстремальних задач тепломасопереносу з використанням структурно-асимптотичних розкладань. Встановлено особливості врахування релаксаційних ефектів, що виражаються збільшенням локальної температури в зоні обробки матеріалів. На прикладі двошарових матеріалів виявлені ефекти релаксацій в кожному з шарів, визначені величини температурних збурень. Аналіз нерівноважної температури дозволяє ефективно проводити інженерний розрахунок захисного релаксаційного шару, товщина якого дозволить зменшити впливи некерованих релаксацій, що в подальшому стане запорукою збільшення терміну експлуатації виробів.

Ключові слова: гіперрелаксація процесу, інтегро-диференційне рівняння, теплова пам'ять.

Вступ

Визначення систем швидкісного типу проводиться з використанням гіперболічних та інтегро-диференційних рівнянь (ІДР). Завдяки цим рівнянням можливе дослідження релаксаційного температурного стану поверхневого шару конструкцій при використанні на практиці матеріалів з модифікованою поверхнею, що реагує на релаксаційні ефекти, спричинені екстремальним впливом на поверхню термічного шару релаксування. Це дозволить в подальшому збільшити час експлуатування приладів з модифікованою поверхнею, зменшити витрати на заміну усього виробу, використовуючи тільки поверхневий шар.

Теоретичні основи нелокальних процесів

Використовуючи розширений набір незалежних змінних у визначенні локально-нерівноважної ентропії і класичне формулювання другого початку термодинаміки з урахуванням локально-нерівноважних членів у виразах для визначення ентропії і її потоку, розглядання про-

цесів швидкісного типу зводиться до диференціальних рівнянь еволюційного (релаксаційного) типу [1]:

$$q + \tau_r \frac{\partial q}{\partial t} = -\lambda \nabla T, \quad (1)$$

де τ_r – час релаксації теплового потоку. Включення дисипативних потоків до ряду незалежних змінних призводить до того, що ці потоки вже не визначаються градієнтом відповідного потенціалу переносу, як у класичному локально-рівноважному випадку, а є розв'язками еволюційного рівняння (1). Це рівняння описує процес релаксації дисипативних потоків до своїх локально-рівноважних значень. Це призводить до появи релаксуючого параметру $-\tau_r$ – при старших похідних функції термодинамічних величин процесу. Рівняння для дисипативних потоків (1) описує простий випадок одноступінчатої (або одностадійної) релаксації і не враховує як перехресних, так і просторово-нелокальних ефектів. У загальному випадку система може еволюціонувати до локальної рівноваги, минаючи послідовно декілька стадій з різним часом релаксації, причому такий процес є просторово-нелокальним [2].

Моделювання релаксаційних процесів теплопровідності визначатиметься для шару матеріалу, що підвержен найбільш суттєвим термічним впливам, як зовнішнім, так і внутрішнім. Шар матеріалу, який під час термовпливу знаходиться у нерівноважному стані називатимемо термічним шаром релаксування Δ_r (ТШР), що має межі, визначені з умов існування релаксаційних ефектів при екстремальному впливі на матеріали [3].

Припускаючи, що при релаксуванні процесу теплоємність та термоміцність матеріалу, швидкість теплової хвилі обмежені, введемо наступні припущення взаємодії теплової хвилі з матеріалом або системою матеріалів:

- процес розповсюдження тепла має хвильовий характер теплопровідності;
- швидкість розповсюдження тепла є величиною скінченною в матеріалі;
- процес розповсюдження теплового потоку прийматиметься одномірним по товщині матеріалу та визначатиметься величина релаксаційного температурного поля (РТП) у межах ТШР Δ_r впливу теплової хвилі при релаксаційному характеру протікання процесу;
- релаксація теплового потоку – це час, за який тепла хвиля поширюється в матеріалі або системі матеріалів та встановлюється термодинамічна рівновага між поступаючою енергією та енергією матеріалу;
- релаксування теплової хвилі призводить до сингулярних обу-

рень в матеріалі, що відображається в рівнянні теплопровідності по-
явою релаксуючого параметру при старших похідних шуканої термо-
динамічної величини;

– процес взаємодії між шарами матеріалів, що мають різні теп-
лофізичні характеристики, такий, що хвиля не слабшає в напрямі сво-
го розповсюдження;

У теорії теплопровідності має місце дуалізм, так саме як і в опти-
ці. З одного боку, процес розповсюдження тепла здійснюється пото-
ком взаємодіючих частинок (атомів, молекул), з іншого боку - це хви-
льовий процес. У першому випадку він описується параболічним опе-
ратором теплопровідності, який для одновимірного випадку має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \nabla^2 T + \frac{W}{c \cdot \rho}. \quad (2)$$

У другому випадку такими кількісними характеристиками є шви-
дкість теплової хвилі і її дисперсія. Один із методів розв'язання цих
парадоксів здійснювали введенням гіпотези про релаксацію теплового
потoku, що призвело до рівняння теплопровідності гіперболічного
(ГРТ) типу [4]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \tau_r \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} = a \nabla^2 T + \frac{W}{c \cdot \rho} + \frac{\tau_r}{c \cdot \rho} \frac{\partial W}{\partial t}. \quad (3)$$

Рівняння (3) використовується для опису високоінтенсивних не-
стаціонарних теплових процесів, де враховується кінцева швидкість
розповсюдження (інерція) тепла. ГРТ (3) поєднує у собі властивості як
класичного рівняння теплопровідності, що описує дисипативний спо-
сіб передачі енергії, так і хвильового рівняння (друга похідна за ча-
сом), що описує розповсюдження незатухаючих хвиль. Це пояснює
експериментально спостережувані хвильові властивості процесу теп-
лопереносу у низьких температурах – розповсюдження теплової хвилі
з кінцевою швидкістю; віддзеркалення теплової хвилі від теплоізолю-
ваної межі; інтерференція теплової хвилі.

Моделювання таких процесів обмежимо тільки часами релаксації
системи та переходу від релаксування системи до локалізації процесу.
Після локалізації процесу виконуються закони рівноважної термоди-
наміки та прямують до нуля розривно-сингулярні розв'язки в ГРТ.

Результати дослідження рівнянь з врахуванням параметру нелокальності τ_r

Реалізувавши структурно-аналітичні методи розв'язання задач
для шарових матеріалів, визначено температурні поля при екстрема-
льному впливі. Враховуючи тільки частину розв'язку і зобразивши
графічно одержані розв'язки рівнянь теплопровідності гіперболічного

типу при змішаних граничних умовах, можемо проаналізувати їх (табл. 1).

Таблиця 1

Теплофізичні властивості матеріалів			
Матеріал	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{град})$	$a, 10^{-4} \times \text{м}^2 / \text{сек}$	$\tau_r, \text{сек}$
СТ10	69,2	0,1894	10^{-11}
СТ15	65,8	0,21	10^{-11}
мідь	395	1,164	10^{-12}
нікель 99,2%	67,5	0,17	10^{-12}
А12 (AL+12%Si)	176	0,742	10^{-11}
алюміній 98,5%	201,2	0,847	10^{-11}
1Х18Н 9Т	16	0,0645	10^{-12}
титан	15,1	0,0636	10^{-10}
мінеральна вата	0,0504	0,00461	10^{-8}
азбест	0,06	0,001	10^{-8}

Як бачимо з рис. 1 і 2 для двошарової пластини присутні особливості на початкових стадіях впливу, що спостерігається у виявленні відхилення РТП на обох шарах матеріалу, вираженою явним стрибком. Перший пік на зовнішній поверхні, другий – на внутрішній, що свідчить про наявність релаксаційних ефектів у матеріалі.

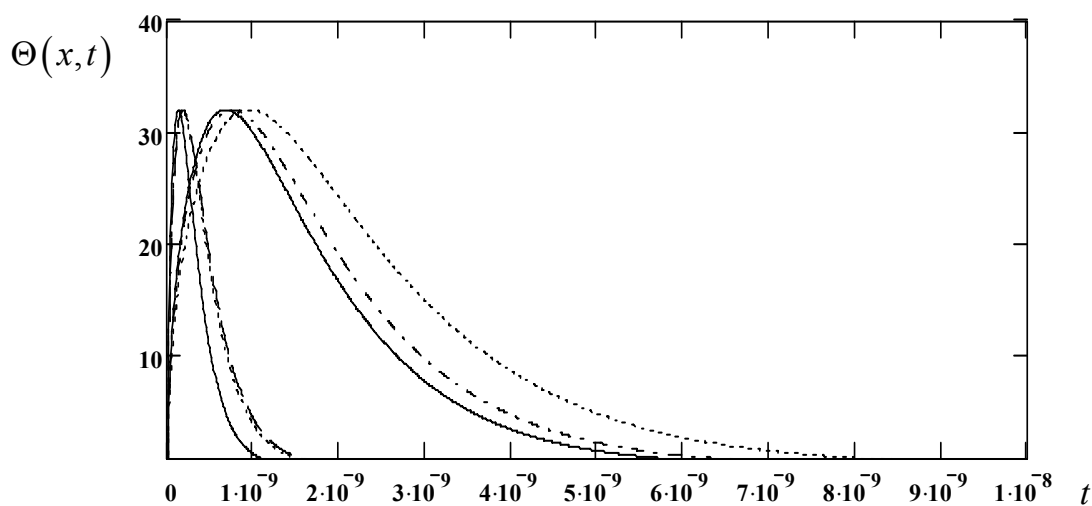


Рис. 1. Порівняння РТП двошарових пластин з міді (----), алюмінію 98,5 %(-.-.-), нікелю 99,2 %(.) у перерізі $x = 0,1$

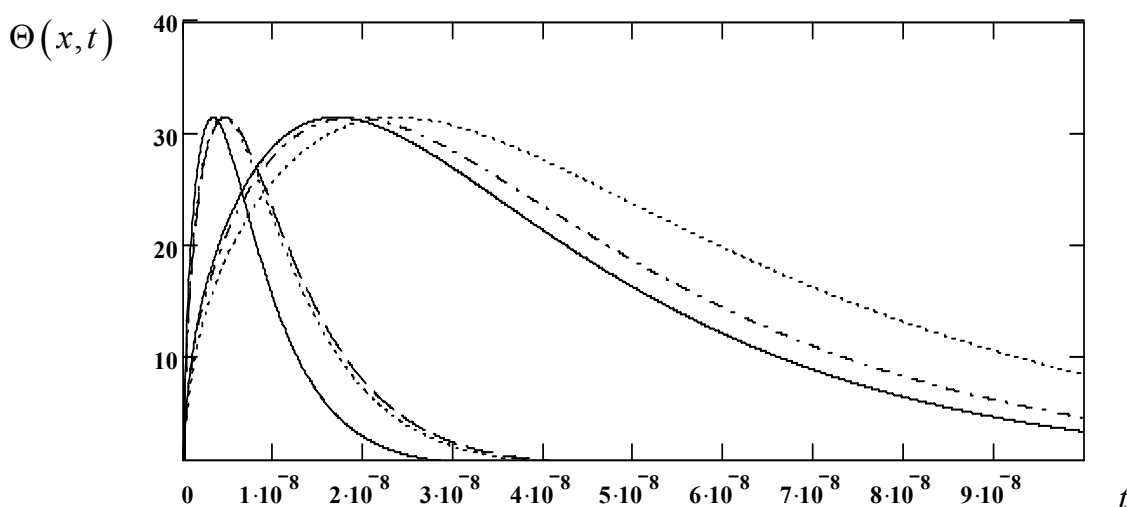


Рис. 2. Порівняння РТП двошарових пластин з міді (----), алюмінію 98,5 %(-.-.-), нікелю 99,2 %(.) у перерізі $x = 0,9$

Результати дослідження рівнянь з врахуванням параметру нелокальності τ_r та τ_e

Подальший розвиток, присвячений математичному моделюванню процесам теплопровідності, що лежать в основі нерівноважної термодинаміки з врахуванням внутрішньої енергії матеріалу. При розв'язанні задач такого типу виникає необхідність визначення РТП на проміжках часу релаксації системи при екстремальному протіканні процесу. На даних проміжках відбувається критичний одномірний вплив на шар матеріалу, в результаті чого матеріал піддається руйнівним тепловим впливам та може призвести до термічної нестійкості і подальшому руйнуванню. Важливою особливістю є використання узагальненого закону Фур'є, що враховує ефекти релаксацій, які виражаються у функціях релаксації теплового потоку $\alpha(For)$ і внутрішньої енергії $\beta(For)$. Наслідком врахування даних функцій є розуміння теплової пам'яті. Комплекс пам'яті виражається передісторією впливу на матеріал, що з математичної точки зору виражається інтегральною сумою знайдених функцій релаксацій $\alpha(For)$, $\beta(For)$, що приводить до розгляду інтегро-гіперболічного рівняння теплопровідності, окремим випадком якого є ГРТ, що не враховує релаксацію внутрішньої енергії. Модель інтегро-диференційного типу також усуває парадокс про нескінченну швидкість розповсюдження теплової хвилі [5, 6].

Існування розв'язків даного рівняння в проміжках релаксації системи у точках розриву – пікових точках процесу, кількість яких прямо залежить від класу функцій релаксації; дослідження розв'язків поза проміжками релаксації системи і визначення стійкості розв'язків для

кожного з ТШР матеріалу; удосконалення методів переходу від поля зображення до поля оригіналів із застосуванням операційного обчислення за Лапласом у межах ТШР Δ_r – є дуже важкими задачами та потребують подальшого вивчення [7].

Аналітичний опис ефектів теплової пам'яті ІДР, призводить до сингулярно-розривних ефектів при релаксуванні системи та потребує вивчення поведінки таких систем. З практичної необхідності проведення розрахунків, розглянемо середовища з тепловою пам'яттю (або спадковістю) на прикладі розповсюдження тепла теплопровідністю тільки в одному напрямку. У таких середовищах передісторія протікаючого процесу робить істотний вплив на процес теплопровідності в даний момент часу. Будь-які об'єкти, здатні акумулювати енергію, прийнято розглядати як об'єкти з пам'яттю. У цьому сенсі середовище, в якому теплота розповсюджується теплопровідністю, є середовищем із пам'яттю. Предметом дослідження є рівняння [8]:

$$\begin{aligned} \tau_{0,v} \frac{\partial \Theta_v(X, Fo)}{\partial Fo} + Fo_{r,v} \frac{\partial^2 \Theta_v(X, Fo)}{\partial Fo^2} + \tau_{0,v} \int_0^{Fo^*} \beta_v(s) \frac{\partial \Theta_v(X, Fo-s)}{\partial Fo} ds = \\ = \alpha_v(0) \frac{\partial^2 \Theta_v(X, Fo)}{\partial X^2} + \int_0^{Fo^*} \alpha_v(s) \frac{\partial^2 \Theta_v(X, Fo-s)}{\partial X^2} ds + W_v(X, Fo), \quad v = \overline{1..m}, \end{aligned} \quad (4)$$

де $\tau_{0,v} = \tau_{r,v} / \tau_{e,v}$ – критеріальний множник ІДР, що вказує міру нелокальності процесу; v – номер шару матеріалу; Fo^* – час локалізації процесу; $Fo = \frac{a \cdot \tau}{R_0^2}$ – безрозмірний час процесу; R_0 – лінійний розмір,

$Fo_{r,v} = \frac{a \cdot \tau_{r,v}}{R_0^2}$ – безрозмірний час релаксації теплового потоку v -го ша-

ру; $Fo_{e,v} = \frac{a_v \cdot \tau_{e,v}}{R_0^2}$ – безрозмірний час релаксації внутрішньої енергії

v -го шару. Граничні умови визначені інтегральним виглядом у зв'язку із спеціальним виглядом граничних та релаксаційних функцій [3]. Уніфіковані умови на стику між шарами матеріалу:

$$\begin{aligned} \left\{ \int_0^\infty \alpha'_v(s) \frac{\partial \Theta_v(X_v, Fo-s)}{\partial X_v} ds \right\}_{X_v=1} = a_{v+1} R_{v,v+1} [\Theta_{v+1}(0, Fo) - \Theta_v(1, Fo)], \\ \left\{ \int_0^\infty \alpha'_{v+1}(s) \frac{\partial \Theta_{v+1}(X_{v+1}, Fo-s)}{\partial X_{v+1}} ds \right\}_{X_{v+1}=1} - \mu_{v+1,v} \int_0^\infty \alpha'_{v+1}(s) \frac{\partial \Theta_{v+1}(X_v, Fo-s)}{\partial X_{v+1}} ds \Big|_{X_{v+1}=0} = f_{5v}(Fo). \end{aligned} \quad (5)$$

Під звичайним розв'язком ІДР (4) будемо розуміти функцію $\Theta(X, Fo)$, яка неперервна і яка має похідні до другого порядку включно, яка задовольняє усім поставленим умовам.

Для рівняння (4) малим параметром є час релаксації теплового потоку – τ_r , та час релаксації внутрішньої енергії – $t = \tau_e$. В результаті чого постають труднощі в існуванні та знаходженні розв’язків рівняння (4) з присутністю сингулярності при часах релаксації системи та наявністю додаткових умов на стиках шарів, а також труднощі полягають у переході від зображень до оригіналу шуканої функції $\Theta = \Theta(X, Fo)$ та появи розривного розв’язку в околі критичних точок – часу релаксації теплового потоку та часу релаксації внутрішньої енергії [9, 10]. Якщо при екстремальному впливі на систему відбуваються релаксаційні процеси, що характерні існуванням областей стійкості Ω^{+ev} , Ω^{+rv} та областей швидкого падіння – гіперрелаксації Ω^{-ev} , Ω^{-rv} , тоді при розкладі в асимптотичний наближений ряд розв’язків рівняння (4) складаються з трьох доданків і визначаються на трьох проміжках $\Gamma^{+ev} = (0, Fo_{e,v})$, $\Gamma^{-ev} = \Gamma^{+rv} = (Fo_{e,v}, Fo_{r,v})$, $\Gamma^{-rv} = (Fo_{r,v}, Fo_v^*)$ у зв’язку з появою точок розриву при $Fo = Fo_{r,v}$, $Fo = Fo_{e,v}$, де Fo_v^* – час локалізації процесу. Розв’язок для шарового матеріалу на товщині існування екстремального впливу, представляється для кожного шару v у вигляді [6]:

$$\bar{\Theta}_v(X, Fo) = \sum_{v=1}^m \left[\sum_{i=2b}^{4r-2} \sum_{j=1}^{n+1} \sum_{k=1}^S \left(m_{jkv}^{(i)} \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{Fo_g}}\right) + \bar{m}_{jkv}^{(i)} \cdot \Gamma\left(i + \frac{1}{2}\right) \right) + \right. \\ \left. + \sum_{i=2b+1}^{4r-1} \sum_{j=1}^{q+1} \sum_{k=1}^S \left[\left(m_{jkv}^{(i)} + n_{jkv}^{(i)} \right) \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{Fo_g}} + i\sqrt{Fo_g}\right) + \left(\bar{m}_{jkv}^{(i)} + \bar{n}_{jkv}^{(i)} \right) e^{-\sqrt{Fo_g}} \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{Fo_g}} + i\sqrt{Fo_g}\right) \right] \right] \quad (6)$$

$g = 1, 2, 3$,

$$\text{де } Fo_1 = Fo \cdot \frac{\tau_{0,v}}{1 + \bar{\alpha}'_v(Fo_{r,v})};$$

$$Fo_2 = Fo \cdot \frac{1}{1 + \bar{\alpha}'_v(Fo_{r,v})} Fo_{r,v};$$

$$Fo_3 = Fo \cdot \frac{\tau_{0,v}}{1 + \bar{\alpha}'_v(Fo_{r,v})} \bar{\beta}'_v(Fo_{e,v}).$$

Аналіз отриманих результатів

Таким чином, загальна структура розв’язку (6) дозволяє визначити РТП матеріалу за умов екстремальних теплових впливів. Проведено аналіз розв’язку в моменти пікового значення релаксаційної та теплової складових. Також можливо визначити максимально можливий потік, який діє на матеріал, при цьому визначається мінімальне зна-

чення внутрішньої енергії для запобігання руйнування внутрішнього шару. Можливо визначити мінімальне значення внутрішньої енергії для запобігання релаксації, однак верхньої межі немає. Тобто, розв'язок (6) має фізичну основу тільки на проміжках часу, що відповідають часу релаксації внутрішньої енергії та теплового потоку відповідно. Для аналізу одержаних розв'язків проведемо параметричне дослідження для матеріалів, що наведені в табл. 2 та табл. 3.

Таблиця 2

Характеристика параметрів двошарової пластини при $\delta = 0.1 \cdot X$

Матеріал	$\tau_{e,c}$	$\tau_{r,c}$	$t_{pik}^l, ^\circ C$		$t_{pik}^r, ^\circ C$	
			1000 $^\circ C$	1500 $^\circ C$	1000 $^\circ C$	1500 $^\circ C$
Оксид алюмінію AL_2O_3	10^{-10}	10^{-9}	30,35	39,12	18,62	21,11
Сталь-15	10^{-12}	10^{-10}	21,69	28,32	6,21	8,54

Таблиця 3

Характеристика параметрів двошарової пластини при $\delta = 0.9 \cdot X$

Матеріал	$\tau_{e,c}$	$\tau_{r,c}$	$t_{pik}^l, ^\circ C$		$t_{pik}^r, ^\circ C$	
			1000 $^\circ C$	1500 $^\circ C$	1000 $^\circ C$	1500 $^\circ C$
Оксид алюмінію AL_2O_3	10^{-9}	10^{-8}	22,37	37,26	14,48	19,27
Сталь-15	10^{-12}	10^{-10}	8,85	12,57	4,58	6,75

Реалізувавши структурно-аналітичні методи розв'язання задач для шарових матеріалів, визначено температурні поля при екстремальному впливі. Зобразивши графічно одержані розв'язки рівнянь теплопровідності інтегро-диференційного типу при змішаних граничних умовах, можемо проаналізувати їх. Як бачимо з рис. 3 та 4 за прийнятих крайових умов для пластини спостерігаються особливості на початкових стадіях нагрівання, що виражаються у двох відхиленнях температури, виражених явним стрибком на величину t_{pik}^r при врахуванні релаксації теплового потоку, та t_{pik}^l при врахуванні релаксації внутрішньої енергії (дані приведені в табл. 2 та 3).

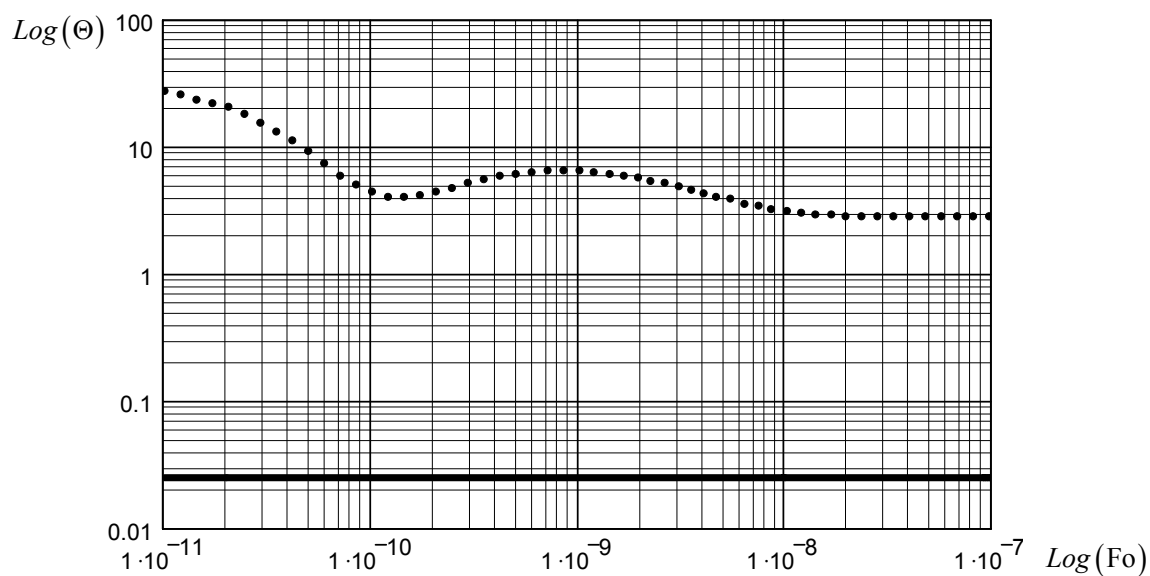


Рис. 3. Порівняльний аналіз розв'язків інтегро-гіперболічного (....) та параболічного (____) рівнянь. Релаксаційне температурне поле поверхневого шару $-Al_2O_3$, завтовшки $L=10^{-3}$ м у перерізі $x = 0,1$

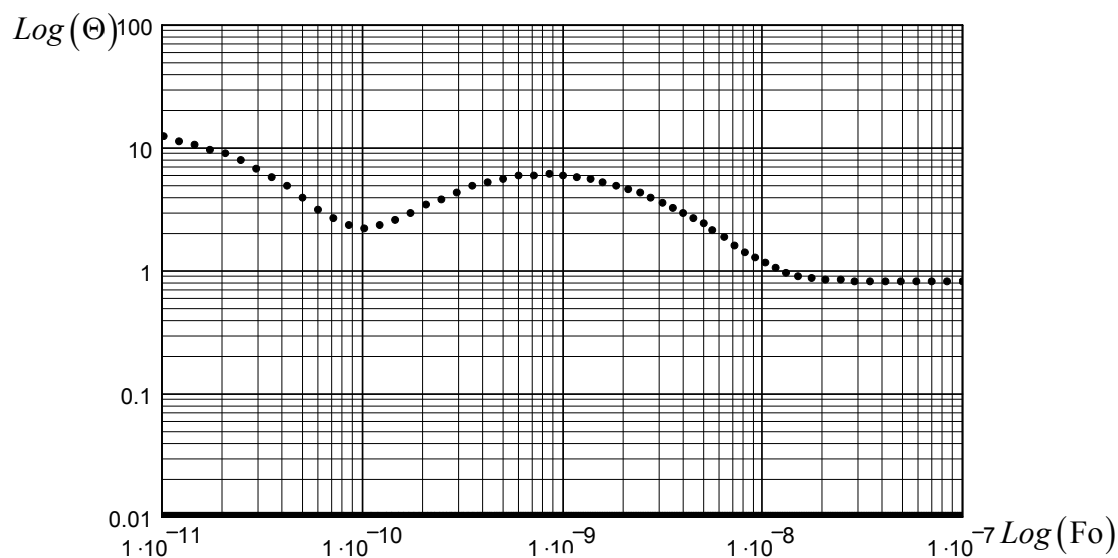


Рис. 4. Порівняльний аналіз розв'язків інтегро-гіперболічного (....) та параболічного (____) рівнянь. Релаксаційне температурне поле поверхневого шару $-Al_2O_3$, завтовшки $L=10^{-3}$ м у перерізі $x = 0,9$

Висновки

Проведено аналіз і класифікацію полів різної фізичної природи на складові елементи конструкцій. Наведено уніфіковану постановку задач теплопровідності для шарових матеріалів. Отже, представляється актуальним і важливим з наукової і практичної точок зору, побудова структурних розв'язків задач нестационарної теплопровідності, заснованих на інтегральному перетворенні Лапласа та врахуванні передісторії теплових збурень.

Результати, отримані з урахуванням ефектів релаксацій, показують, що хвилі, які розповсюджуються в локально-нерівноважних умовах, наділені істотно новими особливостями. У зоні тепловиділення і поблизу неї температура може значно перевищувати рівноважну адіабатичну температуру. Слід враховувати процеси релаксацій, які відрізняються від властивостей тих процесів, які описуються класичними рівняннями локально-рівноважного переносу. Основою для такого аналізу можуть служити різні теоретичні методи опису динаміки систем, що не спираються на принцип локальної рівноваги. Моделі середовищ з пам'яттю є одним з найбільш наочних прикладів таких методів. Характерні часи релаксації і масштаби просторової нелокальності є внутрішніми параметрами самої системи і не залежать від зовнішніх умов. Пропоновані локально-нерівноважні моделі процесів переносу, з одного боку, знаходяться відповідно до існуючих версій локально-нерівноважної термодинаміки, а з іншого боку, розширюють круг можливих об'єктів досліджень і мають відносно простий вигляд.

Список літератури

1. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М. : Высш. школа, 1967. – 560 с.
2. Жуков В. П. Фемтосекундная динамика электронов в металлах / В. П. Жуков, Е. В. Чулков // Успехи физ. наук. – 2009. – Т. 179, № 2. – С. 113–146.
3. Босенко Т. М. Математическое моделирование и исследование решений задач теплопроводности для составных тел с учётом тепловой «памяти» / Т. М. Босенко // Вісник Дніпропетровського університету : зб. наук. пр. ДНУ. – 2009. – Т. 17, № 1.
4. Корнеев С. А. Гиперболическое уравнение теплопроводности / С. А. Корнеев // Изв. РАН, Энергетика. – 2001. – № 4. – С. 117–125.
5. Колпащиков В. Л. Ограничения конститутивных уравнений термодинамических систем с памятью, вытекающие из принципа необратимости / В. Л. Колпащиков, А. И. Шнип // Инж.-физ. журн. – 1993. – Т. 65, № 2. – С. 192–197.

6. Шнип А. И. Теория обобщённых термодинамических систем с памятью /А. И. Шнип // Инж.-физ. журн. – 2002. – Т. 75, № 1. – С. 21–31.
7. Босенко Т. М. Дослідження та оцінка збіжності асимптотичних розв'язків інтегро-диференціального рівняння теплопровідності за локально-нерівноважних умов / Т. М. Босенко // Вестник ХНТУ. – Херсон. – Вып. 2 (35), 2009. – С. 117–121.
8. Веселовський В. Б. Розв'язання задач теплопровідності для складених тіл при екстремальних впливах / В. Б. Веселовський, Т. М. Босенко // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2009. – Т. 14, № 1, – С. 168–179.
9. Веселовский В. Б. Решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных плоских тел с неидеальным тепловым контактом / В. Б. Веселовский // Прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов. – К. : Наук. думка, 1984. – С. 140–144.
10. Каниболотский М. А. Оптимальное проектирование слоистых конструкций / М. А. Каниболотский, Ю. С. Уржумцев. – Новосибирск : Наука, 1989. – 176 с.

Рукопис надійшов 01.03.2010 р.

УДК 662.997

Габринец В.А. — д.т.н., проф., Днепропетровский национальный университет

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ СТАЦИОНАРНЫЙ РЕЖИМ ЖИДКОСТНОГО ТЕПЛОВОГО АККУМУЛЯТОРА ЭНЕРГИИ ПРИ НАЛИЧИИ ОТВОДА И ПОДВОДА ТЕПЛОТЫ

Предложены физическая и математическая модели для расчета термического расслоения жидкости в вертикальных сосудах. Модель предполагает наличие стационарных условий, когда количество самой жидкости в сосуде не меняется. Предложен критерий, позволяющий оценить влияние основных факторов на величину термического расслоения. Получено аналитическое соотношение для расчета профиля температур по высоте жидкости, что необходимо для правильного определения емкости жидкостного теплового аккумулятора солнечной энергетической установки.

Ключевые слова: стратификация, аккумулятор энергии, коэффициент теплоотдачи, ламинарный слой.

Введение

В различных областях техники имеет место хранение и использование различных жидкостей в вертикальных цилиндрических сосудах при наличии подвода и отвода теплоты. В качестве примера можно назвать баки для хранения различных жидкостей в химической и в топливной промышленности, жидкостной аккумулятор энергии для солнечной энергетической установки. Все эти устройства, с одной стороны, подвергаются солнечному облучению, то есть имеет место подвод теплоты. С другой стороны, они конвективным образом охлаждаются за счет взаимодействия с окружающей атмосферой. При таких условиях жидкость, находящаяся в баке, подвержена термическому расслоению, при котором более нагретая жидкость собирается в верхних частях бака, а более холодная – в нижних его частях. Это явление называется стратификацией. Определение вертикального профиля температур стратифицированной жидкости по высоте сосуда является важной технической задачей. Это позволяет правильно рассчитать давление насыщенных паров жидкости в верхней части сосуда, правильно определить количество запасаемой тепловой энергии в жидкостном тепловом аккумуляторе. Водяной аккумулятор энергии является важнейшей составной частью солнечной системы тепло- и водоснабжения. Он предназначен для накопления и выдачи энергии сол-

нечного излучения в виде теплоты нагретой с его помощью воды. Накопление энергии происходит в период наличия солнечного излучения, а выдача – в периоды его отсутствия [1]. Существуют суточное, недельное, сезонное аккумулирование теплоты в зависимости от срока хранения [2]. Подвод и отвод тепловой энергии к тепловому аккумулятору осуществляется за счет циркуляции через него теплоносителя. Циркуляция может быть как естественной, так и вынужденной. Типичная схема такой установки с естественной циркуляцией теплоносителя представлена на рисунке 1.

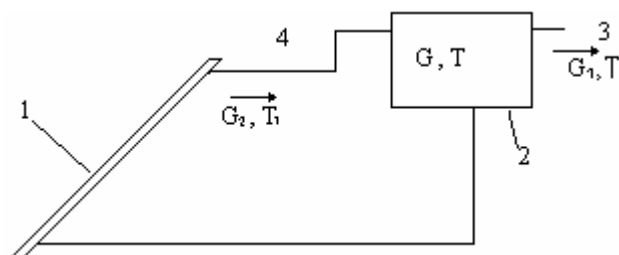


Рис. 1. Схема солнечной энергетической установки для горячего тепло- и водоснабжения:

1 – солнечный коллектор; 2 – бак-аккумулятор;
3 – магистраль отбора; 4 – магистраль подвода

Солнечная энергетическая установка может работать в различных режимах. При отсутствии солнечного освещения имеет место только расход теплоносителя из бака-аккумулятора. Расход воды G_1 из бака и его выходная температура $T_{\text{вых}}$ на всех режимах должны соответствовать проектным значениям. Основными характеристиками аккумулятора являются: общая масса воды в нем G , средняя температура теплоаккумулирующей среды $T_{\text{ср}}$. При расчете энергетической установки предполагается, что температура отбираемой воды из бака-аккумулятора $T_{\text{вых}}$ равна средней температуре воды в баке. Сама же средняя температура жидкости зависит от вертикального профиля температур по высоте бака. Значение температуры $T_{\text{вх}}$ на практике не может превышать $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, что определяется условиями теплообмена на тепловоспринимающей поверхности плоского солнечного гелиоколлектора. Это значение температуры может быть выбрано в качестве максимальной температуры теплоносителя в солнечной гелиоустановке.

При наличии тепловых потерь, связанных с плохой теплоизоляцией или резким похолоданием, вода в баке подвержена температурному расслоению. Стратификация имеет место также в баке с жидким криогенным топливом при хранении его на старте в заправленном состоянии. Поэтому это явление исследовалось в работах [3 – 6]. Одна-

ко, не до конца определено влияние внешних условий на характер стратификации при хранении жидкости в стационарных условиях.

Методика и результаты исследований

В настоящей работе предлагается физическая и математическая модели, позволяющие определить вертикальный профиль температур по высоте замкнутого цилиндрического сосуда. В основу модели положено хорошо наблюдаемое явление конвективного подъема и опускания жидкости в ламинарном слое возле нагретой и, соответственно, охлажденной стенок этого сосуда. В физической модели используются следующие положения:

- начальное распределение температуры по всему объему жидкости является однородным;
- весь приток и отток теплоты к стенке идет на повышение теплосодержания пограничного слоя;
- весь расход жидкости через пограничный слой поступает в верхний и нижние части бака и накапливается там;
- при средней температуре жидкости в пограничном слое, большем, чем температура стратифицированного слоя, часть жидкости переходит в этот слой, ей на замену приходит из слоя равное ей количество жидкости с меньшей температурой;
- толщина пограничного слоя мала по сравнению с диаметром сосуда.
- средняя температура жидкости в пограничном слое, равна температуре стратифицированного слоя жидкости в сосуде для данной высоты.

Последнее предположение вытекает из следующего соотношения:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\int_0^{\delta} (T_{\text{ст}} - T_x) U_x dx}{\int_0^{\delta} U_x dx}. \quad (1)$$

Пусть вертикальный сосуд с одной стороны нагревается, а с другой стороны вследствие тепловых потерь охлаждается. Тогда в нем в стационарном режиме установится такое распределение температур по вертикали, при котором количество подведенного тепла за счет солнечной радиации с одной стороны бака будет равно отведенному теплу с другой стороны. Отвод тепла осуществляется за счет конвективного охлаждения с окружающей средой, имеющей меньшую температуру. Условие теплового баланса запишется следующим образом:

$$Q_{\text{под}} = Q_{\text{отв}}.$$

Пусть все подведенное и отведенное с наружной поверхности сосуда тепло во внутреннем объеме воспринимается жидкостью, дви-

жущейся в пограничных слоях, и переносится этой жидкостью либо в верхнюю часть бака, либо в нижнюю. Разобьем всю высоту бака b по вертикали на равные промежутки с расстоянием Δy_i . Обозначим среднюю температуру жидкости в пограничном слое на соответствующем участке Δy_i через T_i . Описанная расчетная схема представлена на рис. 2.

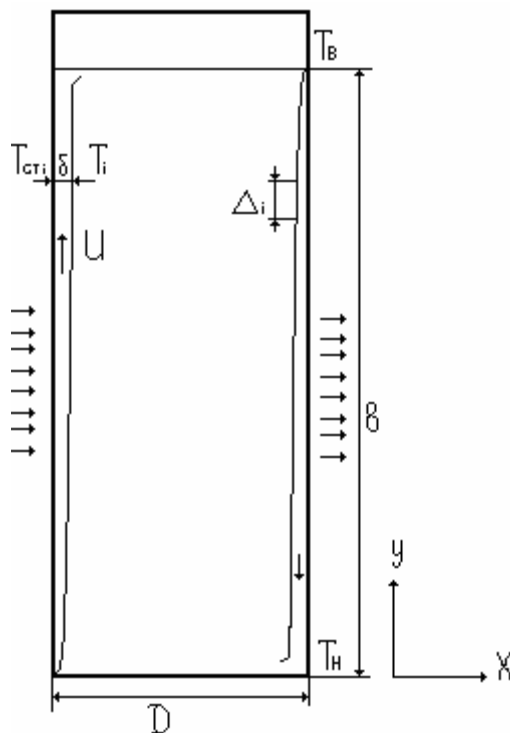


Рис. 2. Расчетная схема для определения вертикального профиля температур при термическом расслоении жидкости

Количество теплоты, которое теряется жидкостью, движущейся в пограничном слое в области отвода тепла, может быть определено по соотношению:

$$Q = \pi \frac{D}{2} W \rho C_p \delta (T_i - T_{i-1}), \quad (2)$$

где W – средняя скорость движения жидкости в пограничном слое.

Величина количества теплоты теряемого на этом участке внешней поверхностью бака может быть определено из соотношения:

$$Q = \pi \frac{D}{2} \Delta y_i \alpha (T_i - T_{ок}). \quad (3)$$

В соотношении (3) температуру внешней поверхности бака приравняли к средней температуре жидкости и пограничного слоя $T_{BH} = T_i$; $T_{ок}$ – температура окружающей среды.

Приравняв соотношения (2) и (3) получаем:

$$\pi \frac{D}{2} W \rho C_p \delta (T_i - T_{i-1}) = \pi \frac{D}{2} \Delta y_i \alpha (T_i - T_{ок}). \quad (4)$$

При наличии подвода тепла к вертикальному баку в верхней его части всегда имеет место наличие слоя жидкости с максимальной для данных условий температурой $T_{\max}$. Температура жидкости в баке меняется от максимальной в верхней части бака до минимальной в нижней части. Значение минимальной температуры для бака аккумулятора не может быть меньше температуры окружающей среды. $T_{\min} \geq T_{окр}$.

Введем безразмерные переменные:

$$\theta = \frac{T_i - T_{ок}}{T_{\max} - T_{ок}}; \quad Y = \frac{y}{b}; \quad \Delta Y_i = \frac{\Delta y_i}{b}. \quad (5)$$

Подставляя переменные (5) в соотношение (4) и переходя к пределам $\Delta \theta \rightarrow d\theta$, $\Delta Y \rightarrow dY$, получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение вертикального профиля температур по высоте бака:

$$\frac{d\theta}{dY} = \frac{\alpha b}{\rho c \delta W} \theta. \quad (6)$$

Обозначив в уравнении (6) через K комплекс $\alpha b / (\rho c \delta W)$, получим новый вид уравнения (6):

$$\frac{d\theta}{dY} = K\theta. \quad (7)$$

Решая его при граничном условии $Y=1$, $\theta=1$, получим выражение:

$$\theta = e^{KY} - e^K + 1. \quad (8)$$

Расчет безразмерной температуры θ в зависимости от безразмерной высоты Y , проведенный по соотношению (8) при различных значениях комплекса K , приведен на рисунке 3.

Безразмерный комплекс $K = \alpha b / (\rho c \delta W)$ характеризует отношение интенсивностей тепловых потоков при отводе или подводе теплоты к цилиндрическому

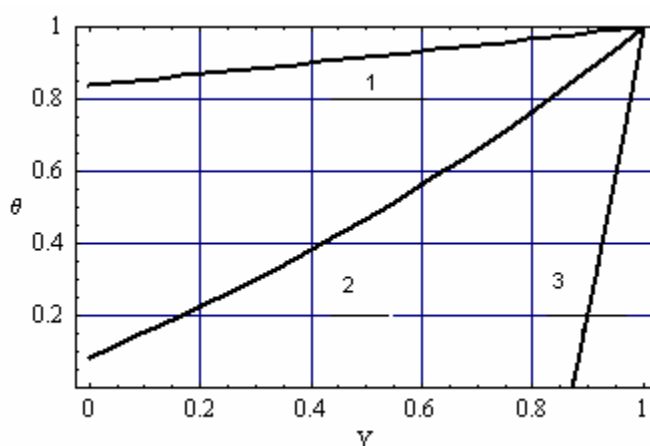


Рис. 3. Зависимость безразмерной температуры θ от безразмерной высоты Y при различных значениях комплекса K :

1 – $K = 0,15$; 2 – $K = 0,65$; 3 – $K = 1,65$

сосуду с внешней его стороны к интенсивности переноса теплоты от внутренней стороны этого же сосуда.

Выводы

При слабом внешнем теплоотводе, то есть при низком значении коэффициента α , а следовательно, и низком значении комплекса K стратификация проявляется слабо и температура жидкости по высоте бака практически не меняется (кривая 1). Это имеет место также при хорошей теплоизоляции. Если же имеет место интенсивный отвод теплоты от внешней стороны сосуда (большое значение комплекса K) значительное изменение температуры по высоте бака имеет место только в верхней части сосуда (кривая 3). Все вышесказанное относится к стационарному режиму, то есть после длительного нахождения сосуда при заданных условиях хранения. При отборе теплоты в виде жидкости наличие соотношения (7) позволит рассчитать характер изменения температуры во времени для заданного расхода жидкости и высоте отбора.

Список литературы

1. Даффи Дж. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж. А. Даффи, У. А. Бекман. – М. : Мир, 1977. – 420 с.
2. Свен Удел. Солнечная энергия и другие альтернативные источники энергии / Удел Свен. – М. : Знание, 1980. – 324 с.
3. Двигательные установки ракет на жидком топливе. – М. : Мир, 1966. – 403 с.
4. Шинкел. Стратификация при свободной конвекции в вертикальных полостях / Шинкел, Линтхорст, Хогедорн // Теплопередача. – 1983. – Vol. 21, № 2. – С. 57–64.
5. V. Kamotani. Experiment on Natural Convection Heat Transfer in Low Aspect Ratio Enclosures / V. Kamotani, L. Wang // AIAA Journal/ – 1983. – Vol. 21, № 2. – P. 290–294.
6. J. Drummond. Natural Convection in Shallow Cavity / J. Drummond, S. Korpela // J. Fluid Mech. – 1987. – Vol. 182. – P. 543–564.

Рукопись поступила 22.02.2010 г.

УДК 621.175:658.2

Гичёв Ю.А. — д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Чувакин А.В. — магистрант, НМетАУ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕДУЦИРУЮЩИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ В ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Выполнена оценка энергетической эффективности редуцирующих турбогенераторов в промышленных котельных, располагающих избыточным давлением пара. Разработаны тепловые схемы котельных с турбогенераторами, использующими избыточное давление пара, отпускаемого технологическим и коммунально-бытовым потребителям, с учетом изменения отпуска тепловой энергии котельными в зависимости от объема производства для технологических потребителей и времени года для коммунально-бытовых потребителей. Приведены методики энергетической оценки установки редуцирующих турбогенераторов и анализ результатов оценки с целью определения целесообразности использования избыточного давления пара в турбогенераторах. Установлена высокая энергетическая эффективность редуцирующих турбогенераторов в котельных, вырабатывающих пар различных давлений. Получены энергетические показатели когенерационной котельной.

Ключевые слова: промышленная котельная, тепловая схема, редуцирование, турбогенератор, электроэнергия, энергетические показатели.

Введение

Редуцирующие турбогенераторы используют избыточное давление пара, которое в промышленных котельных обусловлено рядом причин.

Во-первых, необходимостью использовать на промышленных предприятиях пар различных давлений. При этом установленные в промышленных котельных котлы вырабатывают пар максимальных параметров, а обеспечение паром меньших параметров достигается путем частичного дросселирования поступающего из котлов свежего пара в редукционных или в редукционно-охладительных установках (РУ или РОУ).

Во-вторых, обеспечением промышленными котельными паром одновременно и технологических, и коммунально-бытовых потреби-

телей. Пар, идущий на коммунально-бытовое теплоснабжение, менее высоких параметров по сравнению с технологическим паром. Снижение давления пара до значений, необходимых для коммунально-бытового теплоснабжения, осуществляется дросселированием пара, получаемого в котлах.

В-третьих, снижением промышленного производства на ряде предприятий, а следовательно и снижением потребляемого технологического пара. При этом снижение производства сопровождается уменьшением потребления пара высоких давлений. Для приведения в соответствие параметров вырабатываемого пара с параметрами пара, необходимого другим потребителям, также применяют дросселирование.

Доминирование той или иной причины зависит от конкретных условий на промышленном предприятии, но во всех случаях редуцирование пара в РОУ сопровождается потерей его энергии, бесполезным расходом топлива и снижением эффективности работы котельных.

Постановка задачи

Техническая суть применения турбогенераторов, использующих избыточное давление пара, состоит в том, что вместо снижения давления пара путем его пропуска через РОУ, сбрасывание потенциала пара до требуемого потребителям давления происходит при прохождении пара через проточную часть турбины, которая является приводом электрогенератора. Замена РОУ редуцирующими турбогенераторами является эффективным энергосберегающим мероприятием для промышленных котельных [1 – 3].

Использование избыточного давления пара в турбогенераторах, наряду с исключением потери давления пара, создает на промышленных предприятиях автономный источник электроэнергии, себестоимость которой, как правило, значительно ниже себестоимости электроэнергии, получаемой предприятиями из внешней энергосистемы. Вследствие появления автономного источника электроэнергии надежнее становится электрообеспечение предприятия в целом, а за счет снижения цены на электроэнергию уменьшается себестоимость промышленной продукции.

Традиционные производители энергетического оборудования в Украине и за рубежом в состоянии обеспечить поставку для этих целей необходимых турбогенераторов. Вместе с этим, при использовании турбогенераторов в котельных следует учесть конкретные условия энергопотребления на предприятии: изменение объема производства в течение года, изменение потребления тепловой энергии в зави-

симости от времени года и прочее. Эти особенности должны учитываться в тепловых схемах котельных.

Установка редуцирующих турбогенераторов в котельных предприятий г. Днепропетровска может обеспечить, по оценке авторов, до 200 МВт электрической мощности. Однако целесообразность установки турбогенераторов в котельных на первом этапе принятия проектных решений требует энергетической оценки целесообразности установки турбогенераторов в целом. В связи с этим в задачу данной работы входило следующее:

а) разработка тепловых схем котельных с турбогенераторами, использующими избыточное давление пара, отпускаемого технологическим и коммунально-бытовым потребителям, с учетом изменения отпуска тепловой энергии котельными в зависимости от объема производства для технологических потребителей и времени года для коммунально-бытовых потребителей;

б) разработка методики энергетической оценки установки редуцирующих турбогенераторов и анализ результатов оценки с целью определения целесообразности использования избыточного давления пара в турбогенераторах.

Варианты технических решений

В качестве технических решений следует рассмотреть установку редуцирующих турбогенераторов в котельной, обеспечивающей выработку пара относительно низких параметров, например, с котлами ДКВР-10-1,3 (рис. 1) и в котельной, вырабатывающей пар высоких параметров, например, с котлами БКЗ-75-3,9 (рис. 2). В обоих случаях за основу приняты тепловые схемы промышленных котельных действующих предприятий г. Днепропетровска.

Паровые котлы ДКВР-10-13 вырабатывают пар давлением 1,27 МПа и температурой 191 °С. В соответствии с существующей тепловой схемой котельной (см. рис. 1) снижение давления пара до параметров, необходимых потребителям (0,2 ÷ 0,5 МПа), происходит в редуционных установках (РУ). Пар с пониженными параметрами после РУ направляется к технологическим потребителям, для подготовки сетевой воды в системе отопления и нагрева воды в системе горячего водоснабжения.

В качестве редуцирующих турбин предлагается установить три противодавленческих турбогенератора Калужского турбинного завода ТГ0,5А/0,4Р13/3,7, которые имеют небольшие габариты и могут быть установлены непосредственно в котельной. Техническая характеристика турбогенераторов представлена в таблице 1.

Таблица 1

Техническая характеристика турбогенераторов ТГ0,5А/0,4Р13/3,7

Наименование параметров	Единица измерения	Значения
Мощность	МВт	0,5
Параметры свежего пара: – давление – температура	МПа °С	1,3 191
Расход пара	т/ч	13,2
Давление пара за турбиной	МПа	0,2 – 0,5

Котельная с котлами БКЗ (см. рис. 2) включает две секции: секцию для выработки технологического пара и секцию для выработки пара на собственные нужды котельной.

В секции технологического потребления пара установлены четыре паровых котла БКЗ-75-3,9, вырабатывающих пар давлением 3,9 МПа и температурой 440 °С. В секции паровой котельной собственных нужд установлены два паровых котла типа ДЕ-25-1,4, вырабатывающих пар давлением 1,4 МПа и температурой 225 °С.

На технологические нужды котельная обеспечивает потребность пара следующих параметров: 1,6 МПа (315 °С) и 1,0 МПа, (250 °С). Режим работы секции на технологические нужды – круглогодичный.

Секция котельной для производства пара на собственные нужды (системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, мазутное хозяйство и проч.) работает в периодическом режиме, по мере потребности в паре.

Покрытие потребностей в паре для технологических потребителей осуществляется путем дросселирования пара давлением 3,9 МПа в редукционно-охладительных установках: РОУ 3,9/1,6; РОУ 3,9/1,0; РОУ 3,9/0,6.

Выдача технологического пара через РОУ приводит к потере части энергии давления пара. Для использования избыточного давления пара предлагается установить две противодавленческие турбины Калужского турбинного завода Р-6-3,4/1,0 и ПР-6-3,4/1,5/0,5. Технические характеристики турбогенераторов представлены в таблице 2.

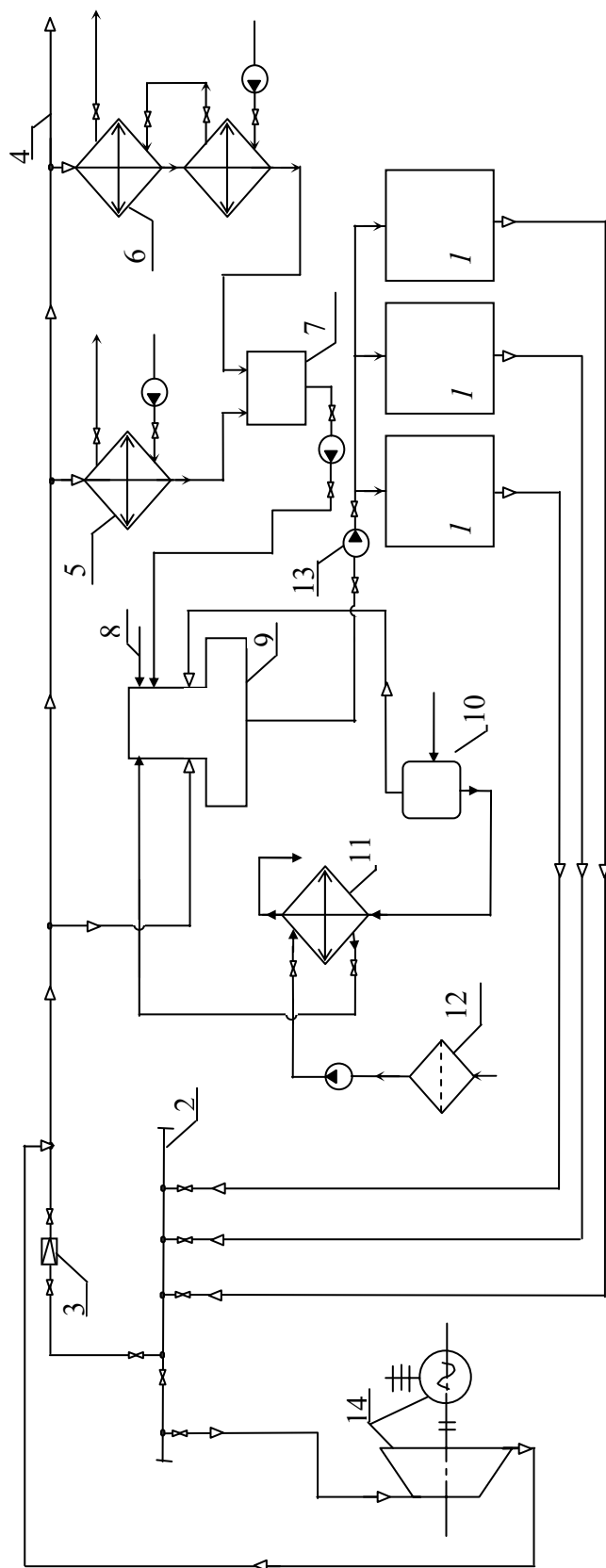


Рис. 1. Тепловая схема промышленной котельной с котлами ДКВР-10-1,3:

1 – паровые котлы; 2 – паровой коллектор; 3 – редуционная установка; 4 – подача пара для технологических потребителей; 5 – подогреватель сетевой воды на отопление; 6 – подогреватель системы горячего водоснабжения; 7 – конденсатный бак; 8 – конденсат отработавшего в технологии пара; 9 – деаэрагор; 10 – сепаратор непрерывной продувки; 11 – охладитель отсепарированной воды; 12 – химводоочистка; 13 – питательный насос; 14– редуцирующий турбогенератор

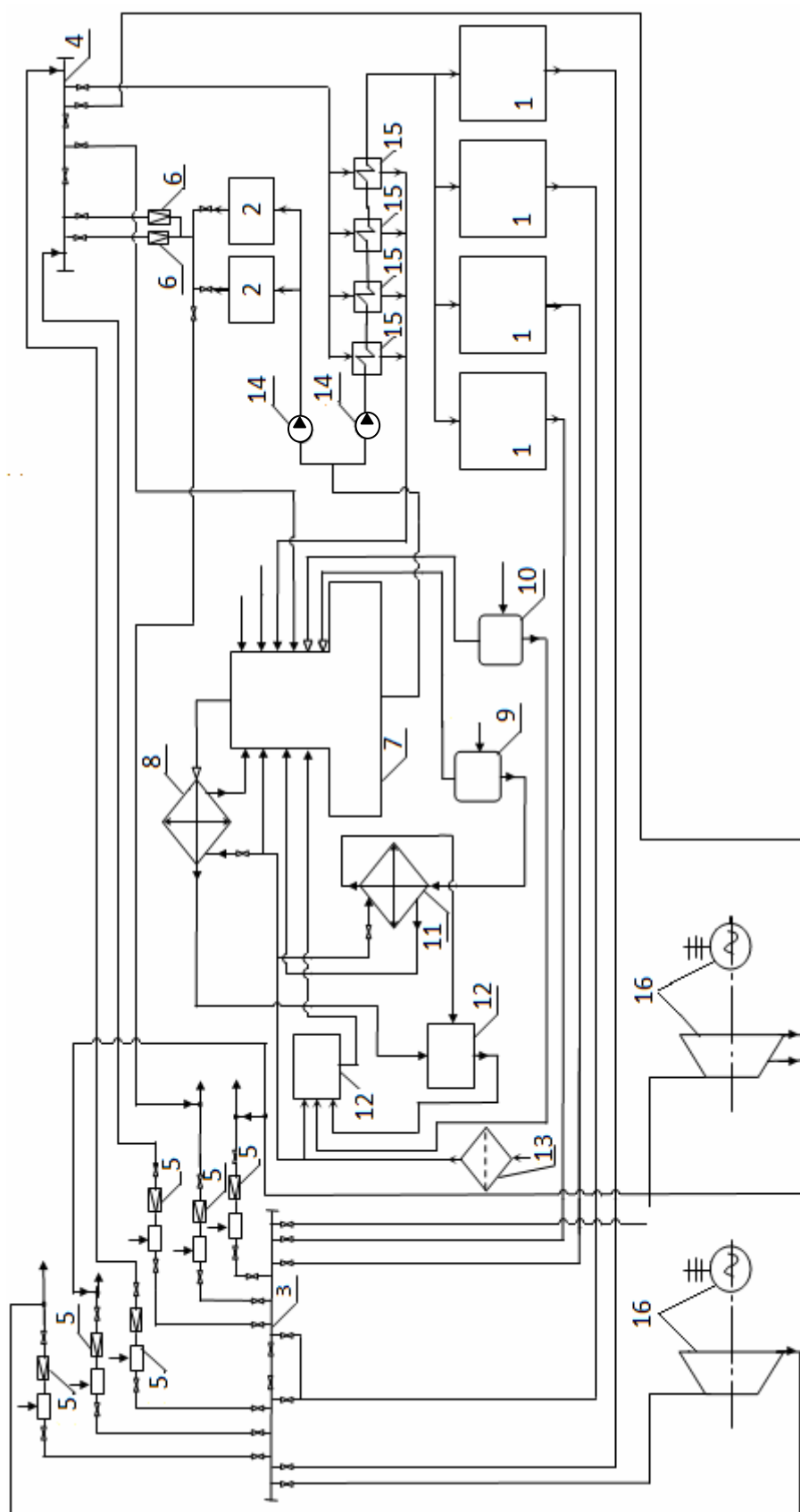


Рис. 2. Тепловая схема промышленной котельной с котлами БКЗ-75-3,9:

1 и 2 – паровые котлы БКЗ-75-3,9 и ДЕ-25-1,4; 3 и 4 – паровые коллекторы 3,9МПа и 0,6МПа; 5 – РОУ; 6 – РУ; 7 – деаэрагор; 8 – охладитель выпара; 9 – сепаратор непрерывной продувки; 10 – расширитель конденсата технологического пара; 11 – охладитель отсепарированной воды; 12 – конденсатные баки; 13 – химодоочистка; 14 – питательные насосы; 15 – подогреватели питательной воды; 16 – редуцирующие турбогенераторы.

Таблица 2

Техническая характеристика турбогенераторов
Р-6-3,4/1,0-1 и ПР-6-3,4/1,5/0,5-1

Наименование параметров	Единица измерения	Тип турбогенератора	
		Р-6-3,4/1,0-1	ПР-6-3,4/1,5/0,5-1
Номинальная мощность	МВт	6,0	6,0
Параметры свежего пара: – давление – температура	МПа °С	3,4 435	3,4 435
Расход пара в режиме без отбора	т/ч	83,7	60,1
Расход пара в режиме с отбором	т/ч	-	121,1
Давление пара за турбиной	МПа	1,0	0,6
Параметры пара в отборе: – давление пара – температура пара	МПа °С	- -	1,6 363

Выбор типа и мощности турбин обусловлен величиной давления пара, вырабатываемого в котельной, а также количеством и параметрами пара для технологических потребителей промышленного предприятия.

До установки редуцирующих турбогенераторов котельная работала следующим образом. Пар от котлов БКЗ-75-3,9 направлялся в главный паровой коллектор, разделенный секционными задвижками, а из главного парового коллектора через РОУ подавался к соответствующим технологическим потребителям.

Согласно разработанным техническим решениям при использовании избыточного давления пара подвод пара к турбинам Р-6-3,4/1,0 и ПР-6-3,4/1,5/0,5 производится от существующего парового коллектора по вновь установленным паропроводам. В одну часть коллектора подключается турбина Р-6-3,4/1,0, а в другую – турбина ПР-6-3,4/1,5/0,5.

Паропровод противодавления турбины Р-6-3,4/1,0 присоединен к существующему коллектору выдачи пара на технологические нужды давлением 1,0 МПа. Паропровод отбора пара турбины ПР-6-3,4/1,5/0,5 присоединен к существующему коллектору выдачи пара на технологические нужды давлением 1,6 МПа. Трубопровод противодавления турбины ПР-6-3,4/1,5/0,5 присоединен к существующему коллектору пара давлением 0,6 МПа для резервной подачи пара взамен пара от котлов ДЕ-25-1,4.

Анализ энергетической эффективности установки редуцирующих турбогенераторов

Анализ энергетической эффективности выполнен на основе расчетов тепловых схем котельных с учетом изменений в схемах от установки редуцирующих турбогенераторов.

В частности, для схемы, приведенной на рис. 1 (с котлами ДКВР), определялись располагаемый теплоперепад Δi_p , действительный теплоперепад Δi_o и расход пара в турбину D_m :

$$\Delta i_p = i' - i'', \quad \text{кДж/кг}, \quad (1)$$

$$\Delta i_o = \Delta i_p \cdot \eta_{oi}, \quad \text{кДж/кг}, \quad (2)$$

$$D_m = \frac{N_m \cdot 10^3}{\Delta i_o \cdot \eta_{эм}}, \quad \text{кг/с}, \quad (3)$$

где i' , i'' – энтальпия пара до и после турбины, кДж/кг; η_{oi} – внутренний относительный к.п.д. турбины, доли. ед.; N_m – электрическая мощность турбины, МВт; $\eta_{эм}$ – электромеханический к.п.д.

После расчета тепловых потоков в котельной с учетом отпуска теплоты технологическим и коммунально-бытовым потребителям уточнялась электрическая мощность турбогенератора:

$$N'_m = D_k \cdot \Delta i_o \cdot \eta_{эм} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (4)$$

где D_k – паропроизводительность котлов с учетом отпуска теплоты потребителям и величины тепловых потоков в котельной, полученных в результате расчета тепловой схемы.

Количество возможной выработки электроэнергии в редуцирующих турбогенераторах определялось по тепловой мощности котельной в отопительный и летний периоды с учетом числа часов использования установленной мощности в условиях данного предприятия. Результаты расчета представлены на рис. 3.

Потребность предприятий в электроэнергии при полной загруженности производства в зимний (отопительный) период составляет 15,84 млн. кВт·ч, а в летний – 14,6 млн. кВт·ч. Сопоставление возможной выработки электроэнергии от редуцирующих турбогенераторов с потребностью в электроэнергии позволяет отметить следующее: выработка электроэнергии от использования избыточного давления пара в зимний период при полной загруженности производства обеспечивает около 75 % потребности в электроэнергии, а в летний период – около 38 %. В среднем в течение года потребность в электроэнергии может быть удовлетворена более чем на 50 %.

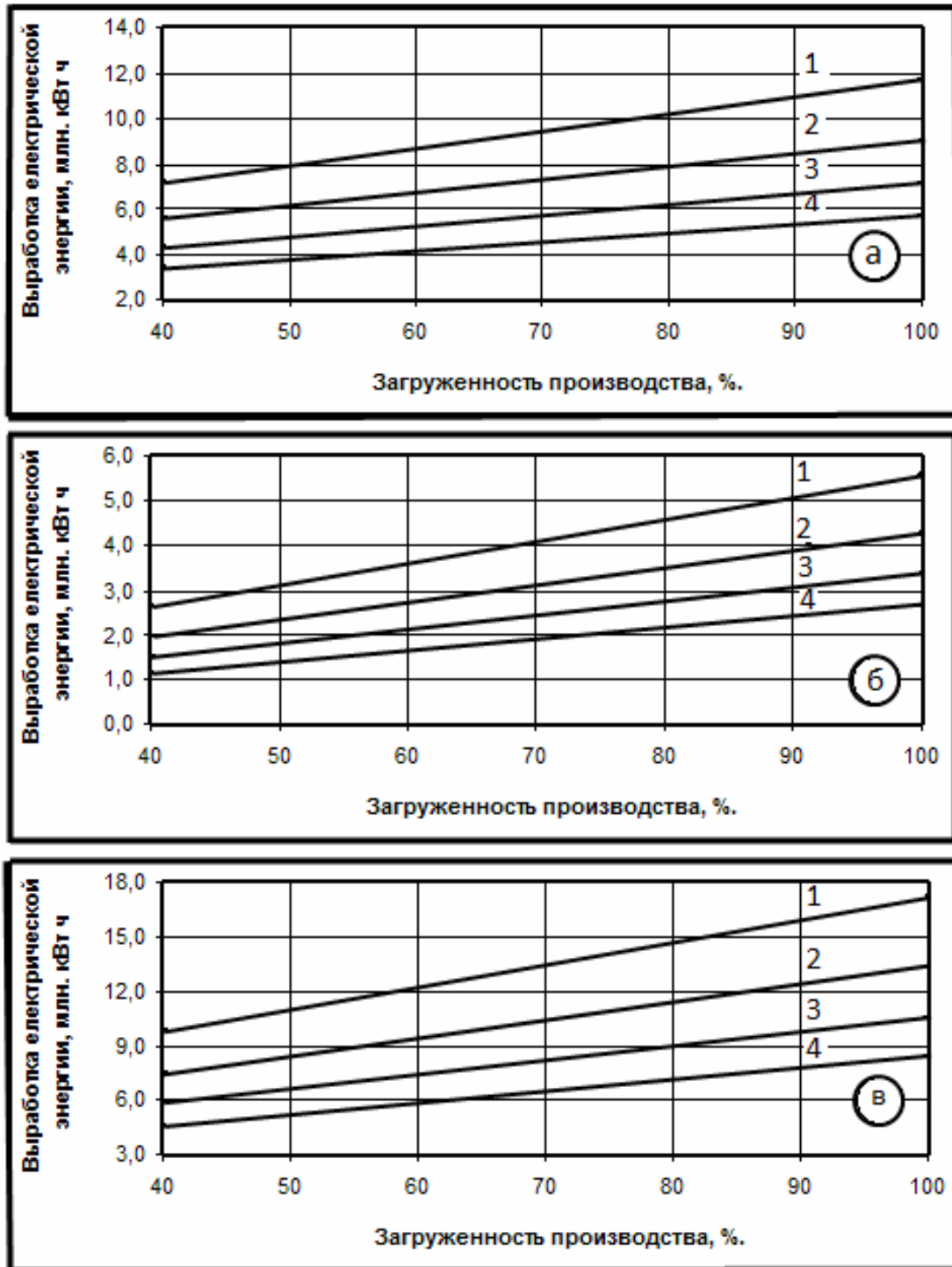


Рис. 3. Выработка электроэнергии при установке редуцирующих турбогенераторов в котельной с котлами ДКВР:
 а – выработка электрической энергии в отопительный период;
 б – выработка электрической энергии в летний период;
 в – годовая выработка электрической энергии.
 1, 2, 3 и 4 – давление пара, отпускаемого потребителю, соответственно, 0,2 МПа, 0,3 МПа, 0,4 МПа и 0,5 МПа

Возможная выработка электроэнергии от использования избыточного давления пара в котельной с котлами БКЗ представлена на рис. 4.

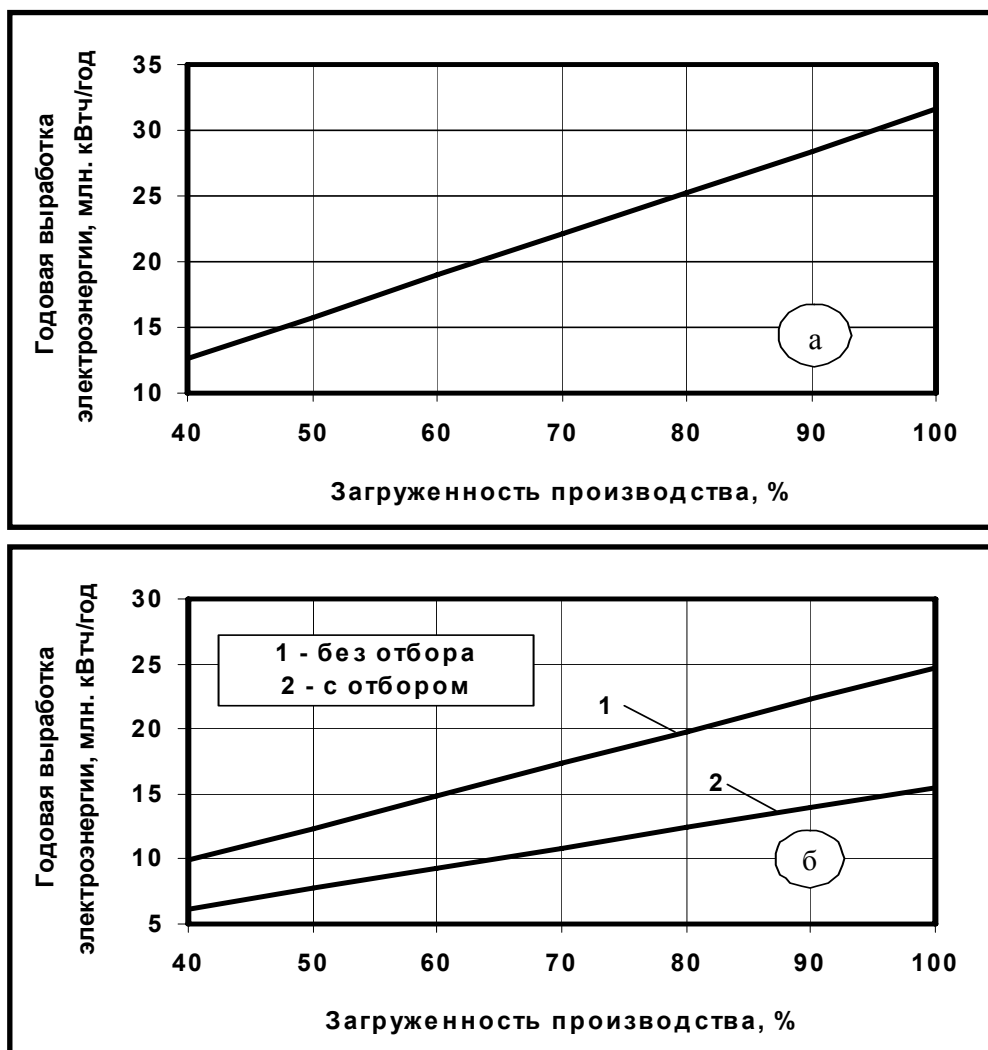


Рис. 4. Годовая выработка при установке редуцирующих турбогенераторов в котельной с котлами БКЗ:

а – от турбогенератора Р-6-3,4/1,0;

б – от турбогенератора ПР-6-3,4/1,5/0,5

Составление потребности в электроэнергии на предприятии с выработкой электроэнергии от использования избыточного давления пара показывает возможность удовлетворения в электроэнергии при полной загруженности производства на 51 % в зимний период и на 45 % в летний период. При этом удельная выработка электроэнергии от использования избыточного давления пара $\mathcal{E}$ и к.п.д. котельной при работе её в режиме когенерации $\eta_{\text{коген, кот}}$ составит:

$$\Xi = \frac{\Delta i_p \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{mn} \cdot \eta_{эм}}{3600}, \quad \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг пара}}; \quad (5)$$

$$\eta_{\text{коген. кот}} = \frac{\eta_{\text{кот}} \cdot (3600 \cdot \Xi + i_{\text{п}})}{i_{\text{к}}}, \quad \text{доли ед.} \quad (6)$$

где η_{mn} – к.п.д. теплового потока, доли ед.; $\eta_{\text{кот}}$ – к.п.д. котельной по выработке тепловой энергии, доли ед.; $i_{\text{п}}$ – энтальпия пара, поступающего к потребителю после редуцирования, кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия свежего пара от котла, кДж/кг.

Энергетические показатели котельной после установки редуцирующих турбогенераторов представлены в таблице 3.

Таблица 3

Энергетические показатели использования избыточного давления пара в котельной с котлами БКЗ-75-3,9 при работе её в режиме когенерации

Наименование потока пара, в котором используется избыточное давление	Удельная выработка электроэнергии, кВт·ч/т пара	Коэффициент полезного действия при работе её в режиме когенерации, %
Поток пара через турбину Р-6-3,4/1,0	58	78,5
Поток пара через турбину ПР-6-3,4/1,5/0,5 при работе без отбора	63,3	78,3
Поток пара через турбину ПР-6-3,4/1,5/0,5 при работе с отбором:		
– отборной	18,7	78,4
– проходной	21,5	74,7

Из данных, приведенных в таблице 2, следует, что к.п.д. котельной при отпуске потребителю тепловой и электрической энергии практически не уступает к.п.д. обычной ТЭЦ ($75 \div 80 \%$), что подтверждает целесообразность установки в котельной редуцирующих турбогенераторов.

Выводы

1. Предложены варианты тепловых схем промышленных котельных с установкой редуцирующих турбогенераторов, использующих избыточное давление пара низких и высоких параметров.

2. Разработана методика и выполнена оценка энергетической эффективности редуцирующих турбогенераторов: возможность удовлетворения от турбогенераторов существующей на предприятиях потребности в электроэнергии составила в зависимости от времени года

38 ÷ 75 % для котельной, вырабатывающей пар низкого давления, и 45 ÷ 51 % для котельной, вырабатывающей пар высокого давления.

3. Энергетические показатели котельных, оборудованных редуцирующими турбогенераторами, практически не уступают аналогичным показателям обычных ТЭЦ. При отпуске тепловой и электрической энергии к.п.д. котельных с турбогенераторами составляет свыше 78 %.

Список литературы

1. Соболев И. Д. Сооружение автономных источников электроэнергии на базе котельных промышленных предприятий Украины / Соболев И. Д., Гринштейн В. Е. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1995. – № 2. – С. 3-7.

2. Соболев И. Д. Создание промышленных ТЭЦ малой мощности на базе действующих котельных / Соболев И. Д. // Экотехнологии и ресурсосбережение : Энергия, 1996. – №2 – С. 3–10.

3. Гичев Ю. А. Применение турбинных технологий для повышения эффективности источников теплоснабжения промышленных предприятий / Гичев Ю. А., Адаменко Д. С. // Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – 2002. – Т. 7. – С. 3–7.

Рукопись поступила 23.02.2010 г.

УДК 658.567.1: 662.613.125: 662.661.25

Єрьомін О.О. — к.т.н., доц., Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Сибір А.В. — асистент, НМетАУ

Губинський В.Й. — д.т.н., проф., НМетАУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНО-РЕГЕНЕРАТИВНОГО ОПАЛЕННЯ КАМЕРНОЇ ПЕЧІ НА ОСНОВІ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ГАЗІВ І ТЕПЛООБМІНУ

У роботі проведено огляд сучасного технічного стану паливних нагрівальних печей камерного типу, розглянуті основні напрямки підвищення ефективності роботи камерних печей. Дана характеристика об'ємно-регенеративного способу опалювання і наведено приклад використання цього способу в нагрівальному колодязі. Проведено математичне моделювання якості спалювання палива з використанням нового пальникового пристрою.

Ключові слова: регенератор, камерна піч, математичне моделювання, економія палива

Вступ

Конкурентна боротьба за ринки збуту, що загострилася за останні роки, обумовила підвищення вимог до якості продукції металургійних підприємств і її собівартості. Додатковим чинником, що впливає на рентабельність виробництва, є боротьба із забрудненням навколишнього середовища в промислових регіонах і посилювання економічних санкцій за шкідливі викиди, пов'язані з виробництвом продукції.

Постановка проблеми

При проектуванні і будівництві нових теплових агрегатів у всьому світі закладаються сучасні технології і техніка, направлені на енергозбереження, економічну і екологічну ефективність виробництва.

З іншого боку існуючий парк нагрівальних печей металургії і машинобудування України настільки великий, що питання про повну його заміну в даний час розглядуватися не може. На сьогоднішній день в Україні експлуатуються десятки тисяч нагрівальних печей різних конструкцій, призначення і теплової потужності, що працюють виключно на природному газі. Це пов'язано з простотою конструкції цих печей, їх універсальністю і дешевизною палива на період введен-

ня нагрівальних печей до експлуатації – 70-і, 80-і роки минулого століття. Більшість таких печей примітивні за конструкцією і експлуатуються з неефективно працюючими пристроями для утилізації теплоти димових газів, а деколи і взагалі без утилізації теплоти димових газів, що відходять до атмосфери. Внаслідок того, що температура в нагрівальних печах досягає 1000 °С і вище, невідновлювальні теплові втрати, пов'язані з викидом високотемпературних димових газів в атмосферу, інколи перевищують 50 % всієї теплової потужності печі. Таким чином, реконструкція нагрівальних печей металургії та машинобудування, приведення їх технічного стану до сучасного рівня є актуальною проблемою енергозбереження, економіки та екології промисловості України в цілому.

Аналіз технічного рівня існуючих паливних нагрівальних і термічних печей металургії та машинобудування

Практично у всіх роботах, присвячених питанням експлуатації нагрівальних печей металургії і машинобудування, наголошується на низький рівень технології виробництва, моральну та фізичну застарілість металургійних агрегатів, незадовільне використання потенціалу вторинних енергетичних ресурсів. Рівень зносу основних фондів на підприємствах чорної металургії перевищує 60 %. Велика частка устаткування працює з наднормативним терміном експлуатації.

У роботах [1, 2] показано, що потреба України в первинних енергетичних ресурсах задовольняється за рахунок власної здобичі лише на 37 – 39 %, вони використовуються неефективно внаслідок старих технологій і фізично застарілого устаткування. Так, питоме споживання палива в чорній металургії вище за цей показник в країнах Європейського Співтовариства і світу в 1,5 – 2,5 рази. Питомі витрати палива на металургійних підприємствах України складають 1,4 – 1,6 т.у.п./т, тоді як в США цей показник знаходиться на рівні 0,9 – 1,0 т.у.п./т, а в Японії – 0,7 – 0,8 т.у.п./т. Енергоемність ВВП в Україні в 3 і більше разів вища, ніж в промислово розвинених країнах. В той же час вторинні енергетичні ресурси металургії використовуються лише на 10 – 12 % [3]. Високотемпературні процеси в металургійних печах обумовлюють високий рівень теплових втрат. Саме у металургії втрати фізичної теплоти димових газів, що відходять з печі до атмосфери, найбільші в промисловості.

Аналогічна картина спостерігається практично на всіх металургійних підприємствах пострадянського простору. Автори роботи [4] відзначають, що обстеження півного господарства заводів Росії і аналіз технічного рівня паливних нагрівальних печей цих підприємств показує, що їх низький технічний рівень обумовлений недосконалістю систем опалювання і відсутністю систем утилізації теплоти димових

газів. ККД печей коливається від 5 % до 35 %. Питома витрата палива на тонну металу для нагрівальних печей машинобудування перевищують 300 кг у.п., для термічних печей – 150 кг у.п. В цей же час цей показник для аналогічних печей США, Німеччині, Японії складає 40 – 85 кг у.п./т.

Для ефективної роботи існуючих нагрівальних печей на високому технічному рівні необхідна їх модернізація, яка повинна бути направлена, насамперед, на реконструкцію або заміну теплоутилізаторів і пальників, заміну вогнетривів і впровадження раціональних режимів нагрівання. Характерною особливістю модернізації існуючих печей є необхідність комплексної реконструкції агрегату, а не окремих його елементів. Часткова реконструкція, запровадження нової технології на «старому» агрегаті неефективні, а деколи і не можуть бути здійснені.

Характеристика об'ємно-регенеративного способу опалення печей

Робота присвячена питанням дослідження та впровадження об'ємно-регенеративного способу спалювання палива в нагрівальних печах металургії і машинобудування.

Одним із сучасних ефективних способів спалювання палива є організація об'ємного горіння в робочому просторі печі, обладнаної сучасними утилізаторами теплоти пічних газів – регенераторами з насадкою, що має високорозвинену поверхню теплообміну або, інакше, мінірегенераторами.

Активне використання регенеративного підігрівання повітря в кулькових регенераторах почалося з 80-х років минулого століття. Регенеративні пальники активно застосовувалися на печах різноманітного призначення і конструкції: на скловарних печах і печах для плавлення алюмінію, в методичних прохідних і камерних нагрівальних печах, в повітронагрівачах і котлах, в нагрівальних колодязях і печах для відпалу тощо [5, 7]. Використання регенеративних пальників дозволило знизити витрату палива в цих печах на 30 – 50 % з одночасним підвищенням продуктивності.

Проте, високотемпературний підігрів повітря має і ряд недоліків, до основних з яких відносяться:

- високий рівень оксидів азоту, що є основними забруднювачами атмосфери при спалюванні палива. Швидкість утворення NO_x безпосередньо пов'язана з температурою факела. У роботі [6] автори роблять наступний висновок: «При подогреве воздуха горения свыше 250 – 300 °С продолжительность пребывания газов в зоне высоких температур становится соизмеримой с периодом достижения равновесных концентраций оксида азота, в этом случае возможно появление дымовых газов с очень высоким содержанием NO_x ». Результати газового аналізу і розрахунки повністю підтверджують це;

– при високих температурах факела, які характерні для високо-температурного підігріву повітря горіння, інтенсифікується процес утворення окалини, швидкість цього процесу також залежить від температури в печі і складу пічної атмосфери;

– високотемпературний факел підсилює нерівномірність нагрівання металу, як по поверхні металу (нестандартність нагріву), так і по перетину виробів, що нагріваються – за рахунок зростання теплового потоку на поверхні металу, зверненій до факела. При факельному спалюванні палива з високотемпературним повітрям в печах також спостерігається місцевий перегрів і оплавлення металу високотемпературним полум'ям факелу [8].

Всі перераховані недоліки пов'язані з концентрованим джерелом енергії – високотемпературним факелом.

Досягнення якісного (рівномірного) нагрівання металу в печах забезпечує раціональне управління рухом газів, рівномірне перенесення теплоти до локальних ділянок металу і футерування.

В традиційних печах для досягнення рівномірності і стандартності нагрівання застосовують внутрішню і зовнішню рециркуляцію, реверс пічних газів, імпульсний нагрів, зміну напрямку факелу струменем компресорного повітря або гойданням пальників, періодичною зміною якісного або кількісного складу реагентів згоряння і іншими способами управління температурним полем [9 – 12]. Всі ці методи спрямовані на усунення локальних високотемпературних зон факелу і створення для металу рівнозначних умов нагрівання, поліпшення умов зовнішнього теплообміну в робочому просторі печі, з переходом факельного спалювання палива в режими, наближені до об'ємного спалювання.

Організація об'ємного спалювання палива в печах, обладнаних високоефективними регенераторами, за рахунок керованого перемішування реагентів горіння в робочому просторі печі отримало назву об'ємно-регенеративного способу спалювання палива [13].

Організація об'ємно-регенеративного спалювання палива в нагрівальних печах можлива шляхом такого розділення потоків палива і повітря в пальнику, який забезпечував би задану якість перемішування цих реагентів у всьому об'ємі робочої камери печі [14]. Рівномірно розподілене за об'ємом робочого простору печі горіння палива, відсутність високотемпературних зон горіння, реверсивний рух димових газів створює передумови для стандартного і рівномірного нагріву металу. На процес змішування реагентів згоряння впливають дві групи чинників: конструктивні і газодинамічні.

До конструктивних чинників відносять такі: тип, кількість, геометричні параметри і взаємне розташування газових сопел і каналів для підведення підігрітого в регенераторах повітря горіння; наявність,

розташування і кількість додаткових димових вікон, необхідних для відведення з робочого простору надлишкових димових газів, що не їдуть через регенератори [14, 15].

Газодинамічні характеристики потоків палива і повітря в соплах і повітряних каналах пальників створюють такі умови перемішування реагентів горіння, при яких спалювання відбувається у всьому об'ємі робочого простору регенеративної нагрівальної печі. У роботі [16] досліджений вплив коливань температури підігрівання повітря в мінірегенераторах протягом одного циклу на співвідношення кількості руху палива і високотемпературного повітря, що йде на горіння. Також розглянуто питання режимів роботи пальників при розігріванні насадок з холодного стану до виходу її на квазістаціонарний режим.

Особливістю конструювання печей з об'ємно-регенеративним способом спалювання палива є відсутність великої кількості відомих проектних рішень для печей різного призначення і продуктивності. Тому виникає необхідність нового науковомного етапу проектування – допроектного дослідження, що включає: розробку проектних рішень з попередніми розрахунками конструктивних і газодинамічних характеристик; комп'ютерне моделювання, в ході якого проводиться корегування проектних рішень; проектування мінірегенераторів і прив'язка їх до печі; розрахунок техніко-економічних показників теплотехнічного агрегату [17].

Дослідження та застосування об'ємно-регенеративного опалення нагрівальних печей

Ключовим етапом конструювання є комп'ютерне моделювання комплексу пов'язаних процесів теплообміну та циркуляції пічних газів, згоряння палива, в умовах забезпечення заданої продуктивності печі, рівномірності і стандартності нагрівання металу.

В процесі комп'ютерного моделювання досліджується вплив конструктивних і експлуатаційних параметрів печі: вид палива, форма і розміри робочого простору, схема циркуляції пічних газів, одинична потужність, кількість і розташування пальників, швидкість палива і повітря на виході з каналів пальників, взаємне розташування каналів для введення в піч палива і повітря.

Математичною основою моделювання процесів тепло- та масообміну з урахуванням конструктивних і експлуатаційних параметрів печі служить комплекс програм, розроблений на кафедрі теплотехніки і екології металургійних печей (ТЕМП) Національної металургійної академії України (НМетАУ) [18]. Для визначення поля швидкостей використовується рівняння Нав'є–Стокса і рівняння нерозривності:

$$\begin{aligned}\frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VU)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WU)}{\partial z} &= \text{div}(\mu_{\text{eff}} \text{grad } U) - \frac{\partial P}{\partial x}; \\ \frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WV)}{\partial z} &= \text{div}(\mu_{\text{eff}} \text{grad } V) - \frac{\partial P}{\partial y}; \\ \frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} &= \text{div}(\mu_{\text{eff}} \text{grad } W) - \frac{\partial P}{\partial z}; \\ \frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} &= 0,\end{aligned}$$

де U, V, W – складові вектора швидкості в напрямленнях x, y, z , м/с; P – тиск, Па; ρ – щільність, кг/м³, $\mu_{\text{eff}} = \mu_T + \mu$ – ефективна, турбулентна і молекулярна динамічна в'язкість Н·с/м².

Граничні умови:

$$\begin{aligned}\text{– на вході} \quad \frac{\partial P}{\partial n}\bigg|_G &= 0; \quad \vec{U}\bigg|_G = U; \\ \text{– на виході} \quad \frac{\partial P}{\partial n}\bigg|_G &= 0; \quad \frac{\partial \vec{U}}{\partial n}\bigg|_G = 0; \\ \text{– на стінці} \quad \frac{\partial P}{\partial n}\bigg|_G &= 0; \quad \vec{U}\bigg|_G = 0,\end{aligned}$$

де n – нормаль до поверхні, $\vec{U}$ – вектор швидкості.

Для розрахунку турбулентності руху використовувався підхід з введенням турбулентної в'язкості, яка визначалася як:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

де C_μ – константа моделі турбулентності, k – кінетична енергія турбулентності, Дж/кг; ε – швидкість дисипації кінетичної енергії, м²/с³.

Значення k і ε визначається з RNG k – ε моделі турбулентності:

$$\begin{aligned}\frac{\partial(\rho Uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho Vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho Wk)}{\partial z} &= \text{div}\left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \text{grad } k\right) + \mu_T G_T - \rho \varepsilon; \\ \frac{\partial(\rho U\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V\varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W\varepsilon)}{\partial z} &= \text{div}\left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon\right) + \frac{C_1 \mu_T G_T \varepsilon}{k} - \frac{C_2 \rho \varepsilon^2}{k},\end{aligned}$$

де $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – турбулентні числа Прандтля для дифузії k і ε , G_T – генерація турбулентної кінетичної енергії, C_1, C_2 – константи моделі.

Граничні умови:

$$\text{– на вході} \quad k\bigg|_G = 1.5(U_{in} I_T)^2; \quad \varepsilon\bigg|_G = C_\mu^{0.75} k^{1.5}\bigg|_G / 0.07 L_D;$$

$$\text{– на виході: } \left. \frac{\partial k}{\partial n} \right|_G = 0; \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} \right|_G = 0,$$

де I_T – інтенсивність турбулентності; U_{in} – швидкість потоку на вході; L_D – характерний розмір вхідного перетину;

$$\text{– на стінці } k|_G = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}; \quad \varepsilon|_G = \frac{u_\tau^3}{\kappa y_p},$$

де u_τ – динамічна швидкість; $\kappa = 0,42$ – емпірична константа; y_p – відстань до стінки по нормалі.

Для визначення значення динамічної швидкості використовується закон стінки:

$$U^+ = \frac{U_p}{u_\tau} = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) & y^+ > 11,65 \\ y^+ & y^+ \leq 11,65 \end{cases},$$

де U_p – значення швидкості паралельної стінки; $y^+ = y_p u_\tau / \nu$ – нормована відстань; $E = 9$ – емпірична константа.

Температурне поле газів визначається вирішенням рівняння енергії газу з двома джереловими членами, що виражають перенесення тепла випромінюванням і виділення теплоти хімічної реакції горіння палива.

$$\frac{\partial(\rho U C T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V C T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W C T)}{\partial z} = \text{div}(\lambda_{\text{eff}} \text{grad } T) + Q_p + Q_{\text{хим}},$$

де C – теплоємність, Дж/(кг·К); T – температура, К; $\lambda_{\text{eff}} = \lambda_T + \lambda$ – ефективна, турбулентна і молекулярна теплопровідності, Вт/(м·К); Q_p , $Q_{\text{хим}}$ – об'ємні джерела тепла за рахунок радіаційного перенесення і хімічної реакції горіння палива, Вт/м³.

Джерело тепла від випромінювання газів визначається з рівняння перенесення випромінювання в поглинаючому і випромінюючому газах. Для обліку селективних властивостей газу використовується модель зваженої суми сірих газів. Об'ємна щільність радіаційного теплового потоку:

$$Q_p = \sum_{n=1}^N k_n \left(4a_n \sigma_0 T_g^4 - \int_{4\pi} I_n d\Omega \right),$$

де I_n – інтенсивність випромінювання n -го сірого газу, Вт/(м²·ср); k_n , a_n – коефіцієнти моделі; σ_0 – коефіцієнт випромінювання чорного тіла, Вт/(м²·К⁴); T_g – температура газу, К; Ω – тілесний кут; N – кількість сірих газів.

Інтенсивність випромінювання n -го сірого газу може бути знайдена з рівняння радіаційного перенесення:

$$\frac{dI_n}{dl} = k_n \left(a_n \frac{\sigma_0 T_r^4}{\pi} - I_n \right),$$

де l – направлення перенесення випромінювання, м.

Граничні умови:

$$I_n = a_n \varepsilon \frac{\sigma_0 T_n^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon}{\pi} \int_{\cos \alpha < 0} I_n |\cos \alpha| d\Omega,$$

де T_n – температура поверхні, К; ε – ступінь чорноти поверхні; α – кут між нормаллю і направленням перенесення випромінювання.

Розрахунок горіння палива здійснюється за допомогою моделі простих хімічних реакцій. Щільність газу при розрахунку визначається за рівнянням стану ідеального газу. Для рішення рівнянь руху, турбулентності, енергії і горіння використовується метод контрольного об'єму. Рівняння перенесення випромінювання газу спільно з моделлю зваженої суми сірих газів вирішується за допомогою методу дискретних ординат. Вирішення всіх рівнянь комплексу моделей здійснюється послідовно на єдиній прямокутній сітці, окрім рівняння руху, для якого вводяться додаткові вузли сітки, в яких визначаються компоненти вектора швидкості. Для отримання стійкого вирішення всіх рівнянь використовується нижня релаксація. Критерієм збіжності при вирішенні рівняння руху служить нев'язка рівняння нерозривності для розрахункової області, а для рівняння енергії – нев'язка теплового балансу. Докладніший опис комплексу моделей є в роботі [18].

За допомогою розробленої математичної моделі проведені розрахунки спалювання палива в пальниковому пристрої великотоннажної промислової печі – регенеративного нагрівального колодязя цеху блюмінг-1 ВАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Визначено співвідношення швидкості руху палива і повітря на перетини пальника, які забезпечують мінімальний недопал з мінімальним коефіцієнтом витрати повітря. Визначено, що швидкість руху палива на перетині газового сопла суттєво впливає на характер циркуляції пічних газів. Підвищення швидкості дозволяє знизити коефіцієнт витрати повітря з 1,4 до 1,2. Це дозволяє зменшити розміри регенераторів та підвищити теплову ефективність печі.

У роботі [20] представлені результати математичного моделювання гідродинамічних процесів в реконструйованому нагрівальному колодязі і дослідів на фізичній моделі. Адекватність чисельної моделі перевірена за допомогою фізичного моделювання на моделі колодязя в масштабі 1:15 і за результатами дослідження роботи натурного об'єкту. Моделювання показало, що в реконструйованому нагрівальному колодязі при об'ємно-регенеративному спалюванні палива відсутні застійні зони. Характер руху забезпечує в камері колодязя об'ємне спа-

лювання. За допомогою моделювання також визначено положення і розміри циркуляційних зон пічних газів.

Колодязь обладнаний мінірегенераторами з насадкою з корундових шарів діаметром 20 – 25 мм. Підвищення температури підігрівання повітря, що йде на горіння, до 1000 – 1100 °С забезпечило 30 % зниження витрати палива на нагрів. Максимальна витрата коксодоменої суміші в період підйому температури знизилася з 2150 до 1500 м³/год. Коефіцієнт використання теплоти палива підвищився з 50 % до 75 %. За рахунок зниження часу витримки злитків знизився спільний час нагрівання і кількість посадів металу в добу виросла на 4 %. Відповідно збільшилася продуктивність колодязя. Створення малоокислювальної атмосфери в робочому просторі колодязя обумовило зменшення утворення окалини металу при нагріві на 0,4 кг/т придатного або на 3,6 %. Вирівнювання температури по висоті робочого простору печі призвело до поліпшення рівномірності нагрівання злитків. Рівномірність температурного поля в нагрівальному колодязі 11-1 цеху блюмінг-1 підтверджена експериментально, шляхом вимірювання температури робочої камери колодязя на різних рівнях по висоті, виміром температури головної і донної часток нагрітих злитків. Реконструйований колодязь працює з рідким видаленням шлаку, зникла необхідність в зупинці і нагріві комірки для спуску шлаку. Всі системи регенеративного нагрівального колодязя з об'ємним спалюванням палива протягом 5 років працюють безаварійно, насадка регенераторів не зруйнована і не засмічується. Основні результати п'ятирічної експлуатації нагрівального колодязя викладені в роботі [19].

Висновки

Об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива в нагрівальних печах металургії і машинобудування є одним з ефективних способів економії палива, підвищення якості нагріву металу, ресурсозбереження і зниження шкідливих викидів, що утворюються при спалюванні палива.

На кафедрі ТЕМП НМетАУ створений потужний обчислювальний апарат, що дозволяє розробляти нову систему опалювання для різноманітних нагрівальних печей.

Ефективність об'ємно-регенеративного спалювання палива підтверджена математичним і фізичним моделюванням, а також п'ятирічною експлуатацією регенеративного нагрівального колодязя.

Список літератури

1. Карп И. Н. Энергосберегающие технологии в металлургии / И. Н. Карп, А. Н. Зайвый // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 1. – С. 13–20.

2. Кривченко Ю. С. Ресурсо- и энергосбережение на предприятиях горно-металлургического комплекса (основные мероприятия). Выступление директора ГП «Укргипромет» Кривченко Ю.С. на коллегии Минпромполитики. г Днепропетровск, 13 апреля 2006 г. / Ю. С. Кривченко // *Металлургическая горнорудная промышленность*. – 2006. – № 3. – С. 1–4.

3. Назюта Л. Ю. Анализ структуры потребления топливно-энергетических ресурсов на металлургических предприятиях Украины / Л. Ю. Назюта, А. С. Рыбко, А. В. Губанова // *Экотехнологии и ресурсосбережение*. – 2006. – № 2. – С. 14–22.

4. Овчаренко Е. Г. Энергосбережение в нагревательных и термических печах машиностроения и других производств / Е. Г. Овчаренко, В. И. Бербенёв, В. Н. Асцатуров // *Автоматизированные печные агрегаты и энергосберегающие технологии в металлургии : 2-я междунар. науч.-практ. конф., МИСиС, 3–5 дек. 2002 г. : сб. трудов*. – М. : Учеба, 2002. – С. 29–33.

5. Губинский В. И. Применение регенеративных горелок в промышленных печах с целью энергосбережения / В. И. Губинский, А. О. Ерёмин // *Известия ВУЗов. Энергетика*. – 2001. – № 5. – С. 50–58.

6. Ашихмин А. А. Оценка влияния температуры подогрева воздуха на эмиссию NO_x / А. А. Ашихмин, Г. М. Дружинин, В. Л. Каратаев // *Сталь*. – 2000. – № 7. – С. 78–79.

7. Товажнянский Л. Л. Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве : монография / [Л. Л. Товажнянский, В. М. Кошельник, и др.] ; под ред. В. М. Кошельника. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – 628 с.

8. Губинский В. И. Актуальные задачи реконструкции нагревательных печей / В. И. Губинский // *Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск : Пороги, 2005. – С. 149–156*.

9. Костырко Н. А. Сравнительная оценка способов отопления рекуперативных нагревательных колодцев с отоплением из центра подины / Н. А. Костырко, Н. Ф. Парахин // *Изв. ВУЗов. Чёрная металлургия*. – 1990. – № 2. – С. 86–87.

10. Шульц Л. А. По следам разработки и внедрения печей со стадийным сжиганием топлива и перспективы их развития в металлургии / Л. А. Шульц // *Изв. ВУЗов. Чёрная металлургия*. – 2005. – № 10. – С. 62–69.

11. А. С. 1500686 СССР. Кл. МКИ С21 Д 9/70. Способ отопления регенеративных нагревательных колодцев / В. И. Губинский, А. Н. Романчук, Ю. Ю. Проценко и др. – Бюл. № 30. – 1989 г.

12. K. Telger. Опыт работы при применении горелок с режимом беспламенного окисления / Telger K., Roth W. // Gaswärme international. Essen, «Vulkan». – том 44 (1995). – № 7–8. – С. 332–337.

13. Ерёмин А. О. Современные способы отопления нагревательных печей / А. О. Ерёмин // Metallургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск : Новая идеология, 2008. – С. 139–151.

14. Патент на корисну модель № 26272, Україна. Об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу / Єрьомін О. О., Губинський В. Й, Сибір А. В. – Опубл. 10.09.2007, Бюл. № 14.

15. Ерёмин А. О. Работа регенеративной системы отопления на низкокалорийном топливе без сброса дыма в обвод регенераторов / А.О. Ерёмин // Metallургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск : ПП Грек О.С., 2007. – С. 144–150.

16. Ерёмин А. О. Динамические характеристики топлива и воздуха в горелочных устройствах при объёмно-регенеративном способе сжигания топлива в промышленных печах / А. О. Ерёмин // Metallургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – 2009. – Выпуск 1(16). – Днепропетровск : Новая идеология. – С. 102–109.

17. Ерёмин А. О. Разработка и применение объёмно-регенеративного способа сжигания топлива в нагревательных печах / А. О. Ерёмин, А. В. Сибирь, В. И. Губинский // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2008. – № 6. – С. 88–91.

18. Сибирь А. В. Моделирование теплообмена в камерной печи с центральной регенеративной горелкой / А. В. Сибирь, С. И. Решетняк, В. И. Губинский // Вісник Дніпропетровського університету. Серія Механіка. – 2007. – № 2/1. – С. 131–139.

19. Губинский В. И. Опыт использования объёмно-регенеративного способа сжигания топлива в нагревательных колодцах прокатного производства / В. И. Губинский, А. О. Ерёмин // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – №2.

20. Сибирь А. В. Моделирование гидродинамических процессов в регенеративном колодце с центральной горелкой / А. В. Сибирь, С. И. Решетняк, В. И. Губинский // Metallургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск : ПП Грек О.С., 2006. – С. 313–323.

Рукопис надійшов 05.01.2010 р.

УДК 620.92.004.82:622.012:669.1.004.18

Кирсанов М.В. – главный конструктор, Институт геотехнической механики им. М.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ)

РАСЧЁТ КОЛЕСА ГИДРОПАРОВОЙ ТУРБИНЫ (ГПТ) НА ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ

На основе уравнения адиабаты для двухфазной среды в координатах « x - T » получено соотношение для определения реактивной силы. На основе анализа этого соотношения сделаны рекомендации по выбору рациональной конструктивной схемы гидropаровой турбины (ГПТ).

Ключевые слова: гидropаровая турбина (ГПТ), реактивная сила, двухфазная среда, уравнение адиабаты.

Введение

Современные требования к экономному использованию энергоресурсов приводят к необходимости разработки технических решений, направленных на использование вторичных источников тепловой энергии с невысокой температурой. На предприятиях горнометаллургического комплекса (ГМК) Украины есть значительные источники энергии подобного рода, которые являются побочным продуктом основных технологических процессов [1]. Полезное использование этих ВЭР позволит снизить себестоимость продукции предприятий ГМК и представляет собой актуальную задачу.

Традиционно использование низкопотенциальных ВЭР связано с теплоснабжением. В то же время в работах последнего времени [4 – 6] возрождён интерес к преобразованию тепловой энергии нагретой воды в полезную механическую работу (электроэнергию) на основе гидropаровой турбины (ГПТ) [2, 3]. В отличие от традиционных паротурбинных установок в ГПТ происходит расширение рабочей среды от левой пограничной кривой в двухфазную область. Принципиальная схема ГПТ представлена на рисунке 1. Колесо ГПТ расположено в вакуумируемой полости, где поддерживается давление p_0 . Перед запуском ГПТ разряжение в вакуумируемой полости создается воздушным вакуум-насосом, а в процессе работы – совместной работой конденсатора и водоструйного эжектора.

Колесо ГПТ установлено на полом вала. Вал со стороны подачи нагретой воды установлен в специальном подшипнике, который обеспечивает подачу воды из неподвижной трубки от питающего насоса во вращающийся вал. Со стороны электрогенератора вращающийся

вал, проходя стенку вакуумируемой полости, уплотнён гидравлически.

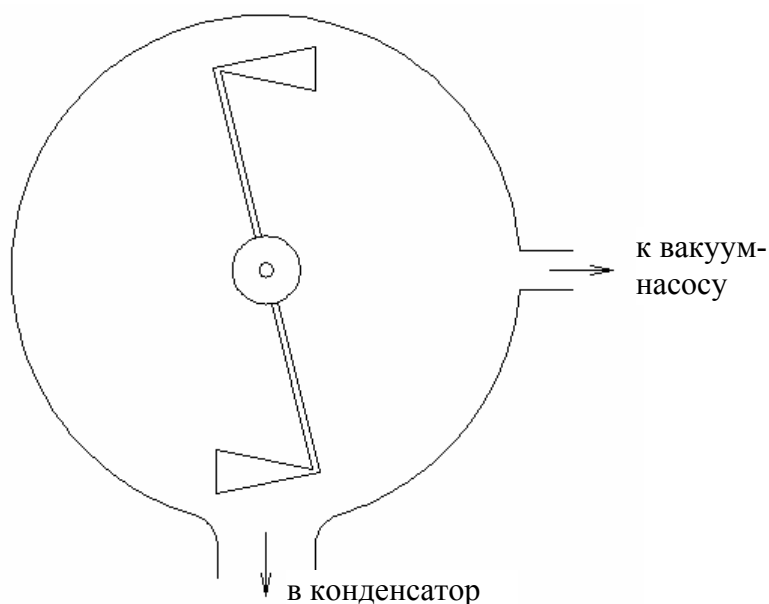


Рис. 1. Принципиальная схема установки с ГПТ

Нагретая вода под давлением питающего насоса p_n по полуму валу поступает в радиальные трубки колеса гидроструйной турбины и далее в конфузотно-диффузные сопла (сопла Лавалья). Гидравлический тракт от выходного патрубка насоса до минимального сечения сопла подбирается таким образом, чтобы в этом сечении сопла давление нагретой воды упало до $p_s(T_n)$ – давления насыщенных паров воды при температуре T_n [7]. В минимальном сечении сопла начинается вскипание нагретой воды в потоке.

Проходя по диффузору давление двухфазной водно-паровой смеси падает до p_c в выходном сечении сопла. Причём для максимально эффективной работы сопла необходимо, чтобы

$$p_c = p_s(T_o) = p_o. \quad (1)$$

Условие (1) обеспечивается выбором конструктивных размеров диффузора сопла по специальному алгоритму. Фактически условие (1) означает, что геометрия диффузора сопла должна быть рассчитана так, чтобы в выходном сечении сопла температура T_c равнялась температуре T_o насыщенных паров воды при давлении p_o .

Поток двухфазной смеси, выходя из сопел, установленных на колесе ГПТ, создаёт тяговое реактивное усилие, которое приводит во вращение колесо. Расчёты будем производить для одного сопла на колесе ГПТ. Больше число сопел можно учесть соответствующим коэффициентом.

Постановка задачи и методика работы

Несмотря на значительный интерес к ГПТ, начиная с 1962 [2], в литературе по этому вопросу [3 – 6] отсутствует методика расчёта колеса ГПТ на тяговое усилие. В настоящей статье такой расчёт выполнен, и на его основе сделан анализ эффективности рассматриваемой конструкции, что и явилось основной целью настоящей статьи.

Методическую основу работы составляет равновесная термодинамика двухфазного потока и уравнение Эйлера [8] для одномерного потока сплошной среды, которое позволяет вычислить суммарную равнодействующую силу, приложенную к элементу сплошной среды, заключенному между двумя сечениями. Для конкретизации применения уравнения Эйлера к рассматриваемому техническому устройству на рисунке 2 показан чертеж сопла ГПТ.

Уравнение Эйлера для данного случая принимает вид:

$$F_{\text{равн},z} = G (V_c - V_m), \quad (2)$$

где $F_{\text{равн},z}$ – равнодействующая сила; V_c – скорость двухфазной среды в выходном сечении сопла; V_m – скорость нагретой воды в минимальном сечении сопла перед фронтом вскипания; G – общий массовый секундный расход рабочей среды.

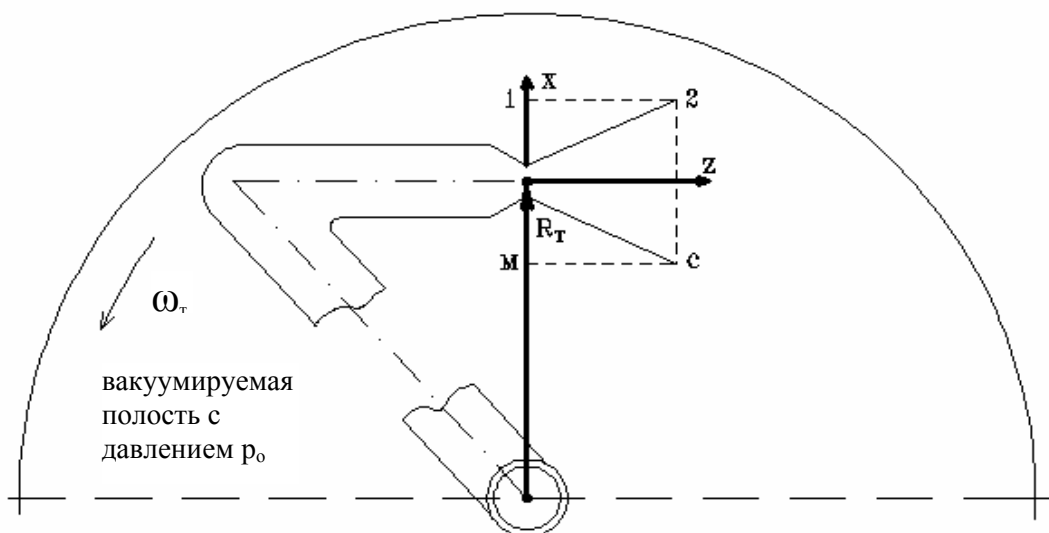


Рис. 2. Сопло ГПТ с контуром для расчёта реактивной силы

Методически при использовании уравнения Эйлера (2) для нахождения реактивной силы достаточно выбрать соответствующий контур (на рисунке 2 показан пунктиром). Сечения контура, перпендикулярные оси сопла ГПТ, обозначим «м» и «с». Сечение «м» контрольного контура проходит через плоскость минимального сечения сопла, а сечение «с» – через выходное сечение сопла.

Определение соотношения для реактивного тягового усилия

Применим уравнение (2) для расчёта реактивной тяговой силы, действующей на колесо ГПТ.

При выполнении условия (1) равнодействующая сила может быть записана как сумма проекций на ось z всех сил, действующих на контур (см. рис. 2):

$$F_{равн} = p_o \cdot (S_c - S_m) + p_s(T_n) \cdot S_m - p_o \cdot S_c - F_{реакт} = G(V_c - V_m), \quad (3)$$

где S_c – площадь выходного сечения сопла; S_m – площадь поперечного сечения минимального сечения сопла; $F_{реакт}$ – реактивная сила.

Это позволяет из (3) с учётом сокращения $p_o S_c$ с разными знаками записать выражение для реактивной силы:

$$F_{реакт} = G \cdot (V_c - V_m) - (p_s(T_n) - p_o) \cdot S_m. \quad (4)$$

Перепад давлений с отрицательным знаком на диффузорном участке сопла в соответствии с (4) определяет не тягу, а сопротивление. То есть второе слагаемое (4) фактически выражает силу лобового сопротивления на элементы конструкции сопла, выступающие за пределы колеса ГПТ. Движение колеса ГПТ в вакуумируемой полости создаст перераспределение давления по его поверхности. С «наветренной» стороны колеса давление будет больше, чем p_o . В выходном сечении сопла давление, по-видимому, установится равным p_o при истечении двухфазной струи. Но это справедливо только при выполнении условия (1), которое обеспечивается выбором площади выходного сечения сопла при заданном G .

Силу лобового сопротивления в (4) можно уточнить оценочно по вихревой теории сопротивления [9]. Либо определить путём численного моделирования в самой общей постановке на основе рекомендаций, например, книги [10].

Таким образом, значение собственно тяговой реактивной силы даёт первое слагаемое выражения (4), для которого необходимо вычислить V_c .

Определение зависимости V_c от температуры среды в двух точках сопла

Для получения этой зависимости будем исходить из закона сохранения энергии для двухфазного потока. В соответствии с этим составляется известный баланс энергии между минимальным сечением сопла и выходным сечением.

Учитывая условие (1), то есть $x_m = 0$, и $r(T) = i''(T) - i'(T)$, из вышеуказанного баланса можно получить соотношение:

$$V_c^2 = 2 [i'_m - i'_c - x_c \cdot r(T_c)] + V_m^2, \quad (5)$$

где $r(T_c)$ – удельная (кДж/кг) теплота фазового перехода при темпера-

туре T_c ; x_c – массовое паросодержание в выходном сечении сопла; i'_m и i'_c – удельная энтальпия жидкой фазы в минимальном сечении сопла и выходном сечении сопла. Значение x_c будем находить из уравнения адиабатического процесса для двухфазной среды:

$$\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)_s = x \left(\frac{1}{T} - \frac{dr(T)/dT}{r(T)} \right) - \frac{C'_p}{r(T)}, \quad (6)$$

полученного из основного дифференциального уравнения термодинамики для двухфазной среды с предположением $C'_s \approx C'_p$, которое справедливо в области температур, далёких от критической точки. Интервал температур работы ГПТ соответствует этому случаю.

Решение уравнения (6) получили методом вариации произвольной постоянной [11]:

$$x(T) = x_n \frac{T}{T_n} \cdot \frac{r(T_n)}{r(T)} + \frac{C'_p \cdot T}{r(T)} \ln \frac{(T_n)}{(T)}, \quad (7)$$

где (x_n, T_n) – заданные координаты точки, через которые проходит кривая (7).

Точка (x_n, T_n) , исходя из процедуры решения уравнения (6), соответствует началу адиабатического процесса.

Учитывая, что на срезе сопла ГПТ $x_n = x_m = 0$, подставляем (7) в (5), и тогда формула для квадрата скорости двухфазной среды в выходном сечении сопла примет вид:

$$V_c^2 = 2 \left[i'(T_n) - i'(T_c) - C'_p T_c \ln \left(\frac{T_n}{T_c} \right) \right] + V_m^2. \quad (8)$$

Учёт влияния поля центробежных сил в сопле ГПТ на значение V_m

Величина скорости воды на входе в сопло определяется давлением питающего насоса p_n , а также давлением, создаваемым полем центробежных сил при вращении турбины. Для определения этого влияния на величину скорости потока составляем уравнение Бернулли между входным сечением конфузора сопла и его минимальным сечением непосредственно перед фронтом вскипания:

$$p_n + \frac{\rho'(T_n) \cdot V_n^2}{2} + \frac{\rho'(T_n) \omega_T^2 \cdot R_T^2}{2} = p_s(T_n) + \frac{\rho'(T_n) V_m^2}{2}, \quad (9)$$

где $\rho'(T_n)$ – плотность воды при температуре T_n ; ω_T – угловая скорость вращения колеса ГПТ; R_T – расстояние от оси вращения колеса турбины до оси сопла (рисунок 2); $p_s(T_n)$ – давление насыщенных паров воды при температуре T_n ; V_n – скорость воды в выходном патрубке насо-

са, определяемая по производительности насоса Q_n (м³/с) и диаметру d_n его выходного патрубка.

Из (9) получаем выражение для V_m^2 :

$$V_m^2 = \frac{2(p_n - p_s(T_n))}{\rho'(T_n)} + \omega_T^2 \cdot R_T^2 + V_n^2. \quad (10)$$

Отсюда видно, что скорость воды в минимальном сечении сопла есть функция угловой скорости вращения турбины.

В переходном процессе выхода вращающегося колеса ГПТ на стационарный режим с $\omega_T = Const$ необходимо, чтобы фронт вскипания всё время находился в минимальном сечении сопла. Для этого должно быть $V_m(\omega) = Const$. Тогда по мере увеличения угловой скорости вращения колеса турбины необходимо уменьшать производительность питающего насоса Q_n .

Соотношение для тяговой реактивной силы и его анализ

С учетом (8) и (10) соотношение для реактивной силы принимает вид:

$$F_{реакт}(T_n, T_c, \omega_T, R_T) = G \left\{ \left[2 \left(i'(T_n) - i'(T_c) - C_p' \cdot T_c \cdot \ln \left(\frac{T_n}{T_c} \right) \right) + \frac{2(p_n - p_s(T_n))}{\rho'(T_n)} + \omega_T^2 \cdot R_T^2 + V_n^2 \right]^{1/2} - \left[\frac{2(p_n - p_s(T_n))}{\rho'(T_n)} + \omega_T^2 \cdot R_T^2 + V_n^2 \right]^{1/2} \right\}. \quad (12)$$

Расчетный анализ зависимости (12) показал что, при реальных параметрах работы турбины и ее конструктивных размерах $T_n = 100 - 120$ °C, $T_o = 20 - 25$ °C, $\omega_T = 103 - 314$ p/c, $R_T = 0,7 - 1$ м, $p_n = 3 - 6$ атм и диаметром минимального сечения сопла $d_m = 10 - 15$ мм (два сопла на колесе) влиянием комплекса $2[p_n - p_s(T_n)]/\rho'(T_n) + V_n^2$ можно пренебречь по сравнению с $\omega_T^2 R_T^2$. Тогда зависимость (12) принимает вид:

$$F_{T.реакт} = G \left(\sqrt{V_T^2 + V_R^2} - V_R \right), \quad (13)$$

где $V_T^2 = 2[i'(T_n) - i'(T_c) - C_p' \cdot T_c \ln(T_n/T_c)]$ – тепловая скорость, которая обусловлена перепадом температур на сопле; $V_R = \omega_T \cdot R_T$ – линейная скорость вращения колеса турбины на радиусе R_T .

Отсюда значение тяговой (реактивной) мощности будет:

$$N_{T.P} = G \left(\sqrt{V_T^2 + V_R^2} - V_R \right) \cdot V_R. \quad (14)$$

Центробежные силы, которые можно характеризовать величиной V_R , вклад в полезную мощность не вносят, мало того, уменьшают её. Причина заключается в том, что реактивная сила и её мощность расходуются на привод электрогенератора и на создание поля центро-

бежных сил в колесе турбины. Это обстоятельство и отражает аналитическая структура соотношений (12), (14).

Соотношение (14) позволяет оценить термический к.п.д. η_T установки с ГПТ. При перепаде температур на сопле от $T_n = 383$ К до $T_c = 319$ К и $\omega_T = 157$ р/с $\eta_T = 8$ %. Причём термический к.п.д. не учитывает необратимые потери.

Выводы

Получено соотношение для расчёта тягового реактивного усилия, развиваемого колесом ГПТ. Соотношение полезно использовать при проведении опытно-конструкторских работ.

В рассматриваемом варианте конструкции турбины реактивная сила и её мощность расходуются на привод электрогенератора и на создание поля центробежных сил в колесе турбины. Это обстоятельство снижает её эффективность.

Поэтому целесообразно рассматривать конструктивную схему установки с ГПТ, когда двухфазный поток из неподвижных сопел воздействует на лопаточную турбину. В [12] рекомендуется в качестве такой турбины использовать тангенциальное колесо. Предварительные оценки термического к.п.д. установки с такой конструктивной схемой показывают некоторое его увеличение по сравнению с рассмотренным случаем $\eta_T = 8$ %.

Решение о целесообразности использования ГПТ в качестве утилизаторов низкопотенциальных тепловых ВЭР должно приниматься на основе технико-экономической оценки в каждом конкретном случае, несмотря на малые значения к.п.д., это может быть оправдано выработкой электрической или механической энергии с одновременным уменьшением теплового рассеяния в окружающую среду.

Список литературы

1. Булат А. Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов / А. Ф. Булат, И. Ф. Чемерис. – Киев : Наук. Думка, 2006. – 176 с.
2. Зысин В. А. Комбинированные парогазовые установки и циклы / В. А. Зысин. – М. : Госэнергоиздат, 1962. – 187 с.
3. Зысин В. А. Вскипающие адиабатические потоки / Зысин В. А., Баранов Г. И., Барилевич В. А., Парфенова Т. Н. – М. : Атомиздат, 1976. – 152 с.
4. Пат. 2184244 Российская Федерация, МПК⁷ 7 F 01 D 17/04. Гидропаровая турбинная установка / Мильман О. О., Федоров В. А., Брусницын Н. А.; заявитель и патентообладатель ЗАО Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон». – № 2000123491/06; заявл. 11.09.00 ; опубл. 27.06.02, Бюл. № 18 (II ч.). – С. 262.

5. Пат. 2193669 Российская Федерация, МПК⁷ 7 F 01 D 1/32. Реактивная турбина / Мильман О. О, Демичева Д. И., Дахнович А. А., Голдин А. С.; заявитель и патентообладатель ЗАО Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон». – № 2000124778/06; заявл. 29.09.00 ; опубл. 27.11.02, Бюл. № 33 (II ч.). – С. 290–291.
6. Голдин А. С. Экспериментальное исследование расширяющихся сопел, работающих на сильно недогретой воде / А. С. Голдин, О. О. Мильман // Теплоэнергетика. – 2003. – № 3. – С. 70–73.
7. Ривкин С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424 с.
8. Абрамович Г. Н. Газовая динамика воздушно-реактивных двигателей / Г. Н. Абрамович. – М. : Изд-во БНТ, 1947. – 198 с.
9. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – [6-е изд.]. – М : Наука, 1987. – 840 с.
10. Приходько А. А. Компьютерные технологии в аэродинамике и тепломассобмене / А. А. Приходько. – К. : Наук. Думка, 2003. – 379 с.
11. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Камке Э. – [5-е изд.]. – М. : Наука, 1976. – 576 с.
12. Основы теории и расчёта жидкостных ракетных двигателей / [Васильев А. П. и др.]; под ред. В. М. Кудрявцева. – [3-е изд.]. – М. : Высш. школа, 1983. – 703 с.

Рукопись поступила 15.02.2010 г.

УДК 669.162.23; 621.1.016.4

Кошельник А.В. — к.т.н., доц., с.н.с. отдела водородной энергетики, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В СЕКЦИОННЫХ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПЛАВИЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Представлены результаты моделирования работы регенеративных секционных теплообменников с неподвижной огнеупорной насадкой высокотемпературных плавильных комплексов с целью определения динамики изменения параметрических характеристик теплоносителей. Расчеты выполнены с использованием созданного автором программного комплекса, позволяющего моделировать тепловую работу теплообменных устройств данного типа. Получены данные о характере изменения температур холодного и горячего теплоносителей, огнеупорной насадки по высоте теплообменника во времени с учетом особенностей работы секционных регенераторов. Это позволит использовать полученные данные для разработки эффективных многоступенчатых схем утилизации теплового потенциала дымовых газов стекловаренных печей.

Ключевые слова: высокотемпературный плавильный комплекс, секционный регенератор, тепловой расчет, параметры теплоносителей.

Постановка задачи в общем виде

В настоящее время для большинства высокотемпературных теплотехнологических установок наиболее эффективным способом регенеративного внутреннего теплоиспользования является подогрев воздуха горения. Для топливных печей стекольной промышленности, черной металлургии и коксохимического производства технологически необходим высокотемпературный подогрев воздуха до температуры более 1000 °С, который может быть достигнут в регенеративных теплообменниках (ТО) с неподвижной огнеупорной насадкой [1].

На предприятиях для промышленного производства больших объемов стекла (от 100 т/сутки и выше), реже для установок малой производительности, широко используются ваннные регенеративные печи с подковообразным и поперечным направлением пламени в варочной зоне. Современная регенеративная печь может иметь тепловую эффективность ниже 50 %, причем потери с дымовыми газами

составляют, как минимум, около 20 % [2, 3]. Температура продуктов горения на входе в насадочную камеру регенеративных воздухоподогревателей стекловаренных печей находится на уровне 1200 – 1400 °С, а на выходе из теплообменника колеблется в пределах 400 – 500 °С [4]. Такой температурный потенциал может быть использован для выработки тепловой энергии в утилизационных установках, дополнительно устанавливаемых за регенераторами. Однако для этого необходимо располагать сведениями о динамике изменения температуры рабочей среды за регенераторами в процессе нагрева насадки.

Анализ последних достижений и публикаций

Одним из основных критериев выбора теплоутилизационного оборудования является его предполагаемая эффективность, а также характер влияния его режимных параметров на основной рабочий процесс. Решающее значение имеет при этом достаточно надежное определение изменения условий эксплуатации и повышение стойкости основного оборудования, улучшение энергоэкологических показателей производства в целом при установке дополнительного оборудования. В настоящее время на стекольных заводах применяется широкая номенклатура традиционного теплоутилизационного оборудования, предназначенного, в основном, для использования теплового потенциала уходящих дымовых газов. К этому оборудованию относятся, прежде всего, рекуператоры, предназначенные для нагрева воздуха горения, реже используются водяные экономайзеры, котлы-утилизаторы, теплообменники для нагрева сырьевых материалов [2, 4]. Известны работы по разработке и внедрению многоступенчатых схем утилизации теплоты, позволяющих снизить температуру уходящих дымовых газов до 200 °С и получать температуру подогрева воздуха горения на уровне 1100 °С [5].

Постановка задачи

Для обеспечения заданного качества получаемой стекломассы необходимо поддерживать соответствующий температурный режим в каждой зоне печи. Так, в районе первой пары горелок допускаются колебания температуры ± 15 °С, в зоне максимальных температур ± 10 °С, в конце варочной части ± 5 °С, в зоне выработке ± 2 °С [6]. Работа же регенераторов характеризуется ярко выраженной периодичностью, что приводит к циклическому изменению температуры дымовых газов в течение цикла работы ТО.

Указанные особенности производства стеклоизделий обуславливают необходимость применения системного подхода к решению ряда взаимосвязанных задач в теплотехнологии производства стекломассы. Детального подхода требует и разработка системы оценки энергетиче-

ческого совершенства тепловых схем, выбор аппаратного оформления технологического процесса в условиях использования научно-обоснованной информации об изменении режимных параметров в процессе эксплуатации. Таким образом, для обеспечения заданного температурного уровня при установке дополнительного теплообменного оборудования необходимо знать динамику изменения температуры теплоносителей во времени за цикл работы регенеративного теплообменника с учетом особенностей работы плавильных агрегатов.

Исследование тепловых процессов в регенеративных секционных теплообменниках

В данной работе с целью определения динамики изменения температуры воздуха и дымовых газов на выходе из насадки регенератора с секционной компоновкой использовался программный комплекс для моделирования регенеративных теплообменников с неподвижной огнеупорной насадкой, созданный автором на базе конечно-разностной математической модели нестационарных теплообменных процессов в теплоаккумулирующей камере теплообменника [4].

В стекловаренных печах ванного типа с поперечным направлением пламени используются секционные регенеративные теплообменники с неподвижной огнеупорной насадкой, которые располагаются вдоль боковых стен печи (рис. 1).

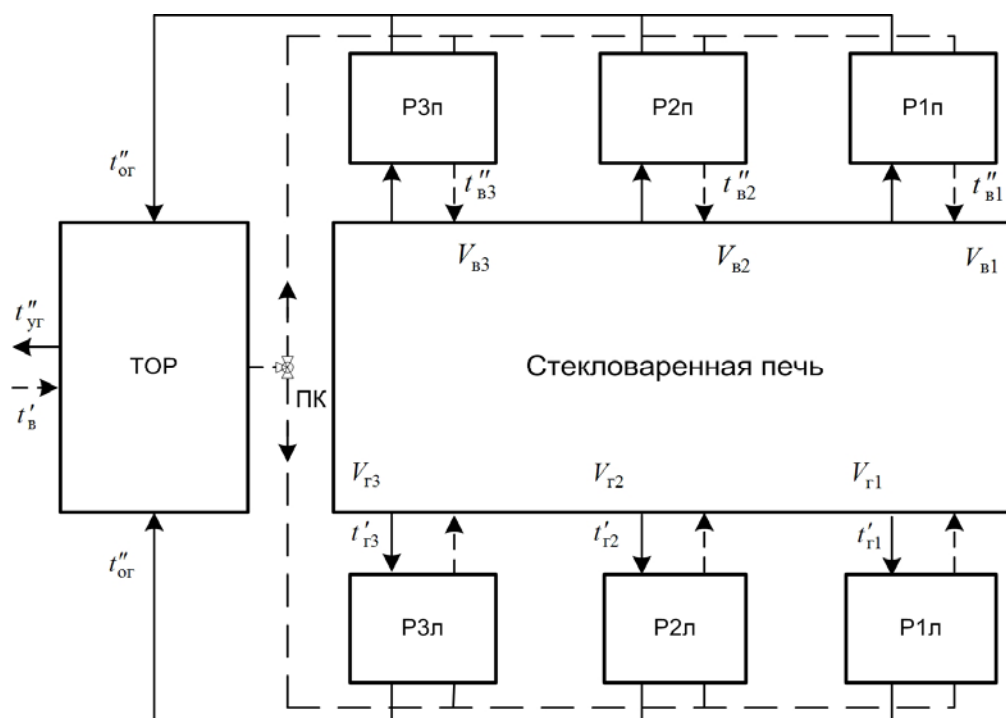


Рис. 1. Схема движения теплоносителей стекловаренной печи с поперечным направлением движения пламени и секционными регенераторами

На рис. 1 приняты следующие обозначения: Р1п (л) – Р3п (л) – секции регенеративных ТО, правые (левые); ТОР – теплообменник рекуперативный; ПК – перекидной клапан.

Тепловые нагрузки газовых горелок рассчитываются с учетом теплообмена не только между факелом, кладкой и стекломассой рассматриваемого участка, но и между соседними участками печи. Представленная схема движения теплоносителей стекловаренной печи с поперечным направлением пламени и секционными регенеративными теплообменниками характеризуется определенными условиями. Так, особенностью работы секционных регенеративных ТО является то, что расходы дымовых газов $V_{Г1} - V_{Г3}$, нагреваемого воздуха $V_{В1} - V_{В3}$, а также температура дымовых газов на входе $t'_Г$ и температура подогретого воздуха $t''_В$ для каждой секции могут иметь существенные различия. Это объясняется тем, что каждая секция обслуживает горелки, расположенные в различных зонах печи (варочной или студочной), имеющих соответствующий температурный режим.

В качестве объекта исследования выбрана плавильная печь для варки бесщелочного стекла, имеющая следующие характеристики: удельный съем стекломассы – $0,256 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$; топливо – природный газ с теплотой сгорания $Q_H^c = 35590 \text{ кДж}/\text{м}^3$; общий расход топлива на печь – $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$; количество горелочных устройств – 3; тип регенеративных ТО – вертикальные секционные (3 секции).

В табл. 1 представлены данные теплового расчета для каждой секции регенеративного теплообменника с продолжительностью циклов нагрева и охлаждения – 30 мин.

Таблица 1

Основные показатели работы секционного регенеративного ТО

Параметры	Номер секции		
	1	2	3
Расход дымовых газов, $\text{м}^3/\text{с}$	0,688	0,749	0,616
Расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$	0,625	0,681	0,56
Температура дымовых газов на входе в ТО, $^{\circ}\text{C}$	1250	1290	1225
Температура воздуха на входе в ТО, $^{\circ}\text{C}$	50	50	50
Средняя температура дымовых газов за цикл $\bar{t}_Г$, $^{\circ}\text{C}$	551	579	525
Средняя температура нагреваемого воздуха за цикл $\bar{t}_В$, $^{\circ}\text{C}$	920	939	917
Максимальная температура дым. газов на выходе из ТО в конце цикла $t''_Г$, $^{\circ}\text{C}$	581	613	552
Минимальная температура воздуха на выходе из ТО в конце цикла $t'_В$, $^{\circ}\text{C}$	860	873	863

Расход дымовых газов при моделировании работы регенеративных ТО изменяется от 0,616 до 0,749 м³/с, расход подогреваемого воздуха – от 0,56 до 0,681 м³/с, температура дымовых газов колеблется от 1225 до 1290 °С для различных рабочих зон стекловаренной печи.

Для исследования выбрана насадка Лихте, которая имеет достаточно высокую удельную поверхность нагрева и характеризуется повышенной интенсивностью теплообмена. Характеристика насадки представлена в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики теплоаккумулирующих элементов регенератора при использовании насадки Лихте

Ширина канала, мм	Размер кирпича, мм	Осевой размер, мм	Удельная поверхность нагрева, м ² /м ³	Свободное сечение для прохода газов, %	Удельный объем кирпича в 1 м ³ насадки, м ³ /м ³
120	300×150×65	185	18,9	53,9	0,46

Разбивка насадки на ярусы по огнеупорным зонам проведена по рекомендациям, приведенным в [7]. Длительность циклов нагрева и охлаждения насадки регенератора принята одинаковой и равной 30 мин, что соответствует реальным значениям работы промышленных агрегатов.

Результаты расчетного исследования тепловых режимов работы регенеративных ТО приведены на рис. 2, 3. На рис. 2 представлено полученное расчетным путем распределение температуры теплоаккумулирующих элементов насадки по высоте в конце периода нагрева. Следует отметить нелинейный характер распределения температуры в высокотемпературной зоне насадки регенератора.

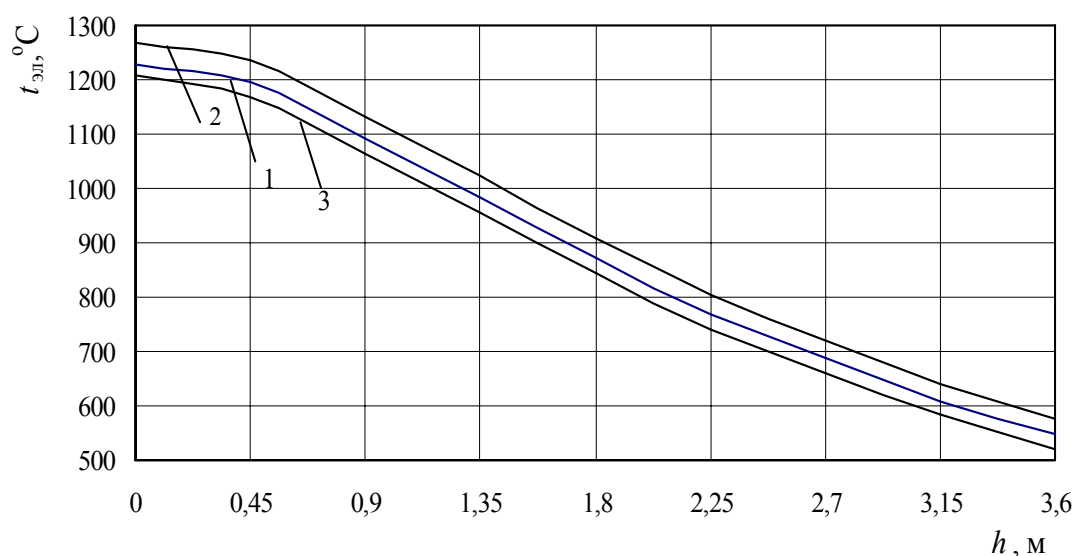


Рис. 2. Распределение температуры теплоаккумулирующих элементов регенератора по высоте в конце периода нагрева:

1 – первая секция; 2 – вторая секция; 3 – третья секция

На рис. 3 приведены расчетные данные, которые показывают диапазон и характер изменения температуры дымовых газов и нагреваемого воздуха на выходе из секций регенераторов во времени. Неравномерность расхода топлива и температуры дымовых газов на входе в регенератор обуславливает, соответственно, различные значения температур теплоносителей для каждой секции теплообменника.

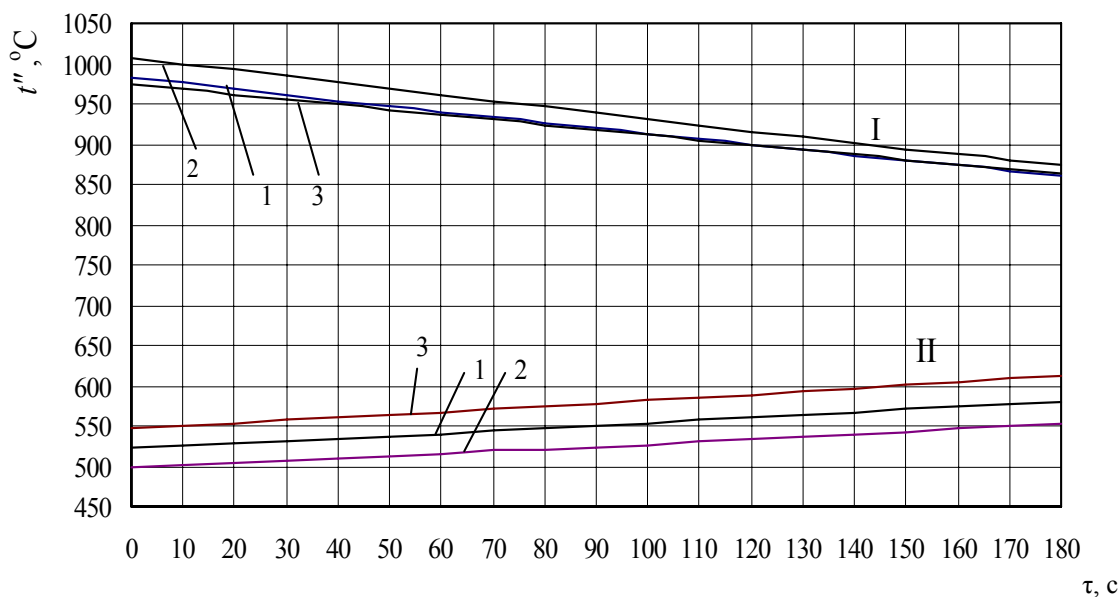


Рис. 3. Изменение температуры воздуха (I) и дымовых газов (II) на выходе из секционного регенератора во времени:
1 – первая секция; 2 – вторая секция; 3 – третья секция

Так, средняя температура нагрева воздуха меняется от 917 до 939 °C в различных секциях регенератора, средняя температура дымовых газов составляет 525, 551 и 579 °C соответственно.

Полученные данные позволили определить динамику изменения температуры огнеупоров и теплоносителей по высоте и на выходе из насадки вертикальных секционных регенеративных ТО для ванной стекловаренной печи с поперечным направлением движения пламени.

Выводы

Разработанный программный комплекс позволяет моделировать тепловые режимы работы секционных регенеративных теплообменников плавильных печей стекольного производства с учетом характерных особенностей их работы. Особенность разработанной математической модели и программного комплекса заключается в возможности моделирования работы секционных регенераторов с различным числом секций и типом насадок. Программный продукт возможно использовать при разработке многоступенчатых систем утилизации теп-

лоты отходящих дымовых газов применительно к высокотемпературным промышленным теплотехнологическим комплексам по производству стекломассы.

Список литературы

1. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки / [И. И. Перелетов, Л. А. Бровкин, Ю. И. Розенгарт и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 336 с.
2. Грес Л. П. Высокоэффективный нагрев доменного дутья : монография / Л. П. Грес. – Днепропетровск : Пороги, 2008. – 492 с.
3. Кошельник А. В. Особенности режимов отопления и работы воздухонагревателей доменных печей при замене природного газа искусственным газообразным топливом / А. В. Кошельник, В. М. Кошельник, П. Д. Давыденко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 8. – С. 18–22.
4. Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: монография / [Л. Л. Товажнянский, В. М. Кошельник, В. В. Соловей, А. В. Кошельник]. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – 628 с.
5. Baier B. Abwaermenutzung durch Stromerzeugung hinter regenerativ betriebenen Behaelterglasschmelzwannen / B. Baier // Glastechnische Berichte. – 1979. – № 9. – S. 192–196.
6. Строительные материалы: справочник / [Болдырев А. С., Золотов П. П., Люсов А. Н. и др.]. – М. : Стройиздат, 1989. – 567 с.
7. Кошельник О. В. Вибір ефективних конструктивних і експлуатаційних параметрів регенеративних теплообмінників скловарних печей ванного типу / О. В. Кошельник // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 6. – С. 17–23.

Рукопись поступила 29.01.2010 г.

УДК 629.7.023.001.2(082)

Лукиша А.П. — м.н.с., Институт геотехнической механики НАН Украины

Габринец В.А. — д.т.н., проф., Днепропетровский национальный университет

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОРИСТЫХ КРУГЛЫХ КАНАЛОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ПЕРВОГО РОДА

В работе выполнены численные расчёты, позволившие выявить области режимных и конструктивных параметров пористых каналов, в которых выигрыш в теплопередаче перекрывает потери в гидравлике. Вычисление эффективности было выполнено для металловолокнистых и металлопорошковых пористых материалов, изготовленных из меди, при движении несжимаемой жидкости – воды и при граничных условиях первого рода. В качестве эталонной поверхности для сравнения была принята гладкостенная труба.

Расчеты показали, что положительный эффект может достигаться в металловолокнистых пористых структурах при малом диаметре канала – порядка 5 мм и меньше; значениях числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале на границе ламинарной и переходной областей – $Re_0 \approx 2000 \div 2300$, значении пористости приблизительно $0,7 \div 0,9$ и относительной длине сравниваемого гладкостенного канала приблизительно 20.

Ключевые слова: эффективность; пористые каналы; ламинарный, переходной, турбулентный режимы движения жидкостного охладителя; граничные условия первого рода.

Ввиду мирового удорожания энергоресурсов, актуальной задачей настоящего времени является внедрение энергосберегающих технологий. Одним из путей решения подобного рода задач является разработка компактных, высокоэффективных теплообменников. Примером подобного рода систем могут служить пористые теплопередающие элементы, изготовленные из металловолокна, металлопорошка, высокопористых ячеистых материалов или из сетчатых проницаемых материалов. Материалом пористой структуры из-за высокого коэффициента теплопроводности, как правило, выбирается медь, либо другой аналогичный материал.

Однако наряду с явным преимуществом пористых теплообменников – высокой эффективностью передачи тепла за счёт высокой те-

плопроводности материала пористой вставки, существует также и недостаток – высокое гидравлическое сопротивление пористых структур. Несмотря на достаточно широкое исследование гидравлики и теплообмена в пористых материалах, вопросам исследования энергетической эффективности данных структур по сравнению с традиционными гладкостенными каналами было уделено недостаточно внимания. Изучению данного вопроса применительно к однофазным жидкостным потокам и различным режимам движения теплоносителя посвящена предлагаемая статья.

Постановка задачи

Расчёт эффективности пористых теплообменников проводился по методике Гухмана А. А. (Guhman A. A.), изложенной в [1]. По данной методике сравниваются три параметра – количество передаваемой теплоты Q , мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя N , и площадь боковой поверхности F . При этом два любых параметра из трёх перечисленных выше считаются постоянными, а сравнение ведётся по третьему. Соответственно могут быть и три коэффициента эффективности – $k_Q = Q_p/Q_{sm}$, $k_N = N_p/N_{sm}$ и $k_F = F_p/F_{sm}$. Поскольку в качестве эталонной (сравниваемой) поверхности бралась гладкостенная труба, то индексы у трёх приведенных выше коэффициентов обозначают: p – пористый и sm – гладкостенный цилиндрические каналы. В случае, если диаметры каналов одинаковы, то $k_F = k_\xi = (\xi_p/\xi_{sm})$, где $\xi = x/d$ – безразмерная длина канала, x – координата вдоль оси канала, d – диаметр канала.

Расчёт проводился для несжимаемой жидкости – воды, для ламинарного, переходного и турбулентного режимов движения теплоносителя и граничных условий первого рода. Количество передаваемого гладкостенным каналом тепла при ламинарном режиме движения охладителя проводилось с использованием средней по сечению канала температуры жидкости на выходе из трубы. Выражение для средней по сечению гладкостенного канала температуры жидкости при граничных условиях первого рода известно как решение задачи Гретца – Нуссельта [2]. При турбулентном и переходном режимах движения теплоносителя в сравниваемом гладкостенном канале количество передаваемого этим каналом тепла рассчитывалось с использованием среднего по длине канала коэффициента теплоотдачи. Значение среднего по длине гладкостенного канала коэффициента теплоотдачи для турбулентного режима движения теплоносителя находилось по формуле Михеева [3], а для переходного режима движения эта величина рассчитывалась по формуле Gnielinski V. [4], [5].

Количество передаваемой пористым каналом теплоты проводилось с использованием средней по сечению канала температуры жидкости на выходе из трубы. Выражение для средней по сечению пористого канала температуры жидкости при граничных условиях первого рода получено Майоровым В.А. [6].

При расчёте гидравлического сопротивления в гладкостенном канале, при ламинарном режиме движения теплоносителя, использовалось соотношение Пуазейля [7], при турбулентном режиме движения использовались соотношения Блазиуса и Никурадзе [7], а в переходной области движения теплоносителя использовались соотношения Кутателадзе С.С. [8] и Блазиуса [7]. При расчёте гидравлического сопротивления в пористых каналах использовалось модифицированное уравнение Дарси.

При этом результирующая система уравнений для расчёта коэффициентов k_Q , k_N и k_F , для ламинарной области движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах, записывается следующим образом:

при $\gamma^2 \leq 10^3$

$$\begin{aligned} \text{Rep}[1 - 4 \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-4\mu_n^2 \cdot \xi_p / \text{Rep}(1 + 4\mu_n^2 / \gamma^2))] = \\ = \text{Resm}[1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{B_n}{\epsilon_n^2} \right) \cdot \exp\left(-2 \epsilon_n^2 \frac{\xi_{sm}}{\text{Pesm}}\right)]; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Rep}^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \text{Rep}^2 \cdot \frac{32 \xi_{sm}}{d\beta \xi_p} \text{Resm}^2 = 0; \quad (2)$$

и при $\gamma^2 > 10^3$

$$\begin{aligned} \text{Rep}[1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-B'_n \xi_p)] = \\ = \text{Resm}[1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{B_n}{\epsilon_n^2} \right) \cdot \exp\left(-2 \epsilon_n^2 \frac{1}{\text{Pesm}} \cdot \xi_{sm}\right)], \end{aligned} \quad (3)$$

где $B'_n = [(\text{Pe}/2)^2 + 4\mu_n^2]^{1/2} - \text{Pe}/2$;

$$\text{Rep}^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \text{Rep}^2 - \frac{32 \xi_{sm}}{d\beta \xi_p} \text{Resm}^2 = 0. \quad (4)$$

Для переходной и турбулентной областей движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах система уравнений для расчёта коэффициентов k_Q , k_N и k_F записывается следующим образом: при $\gamma^2 \leq 10^3$

$$\frac{\mu c_p}{4d} \cdot \text{Re}_p \cdot [1 - 4 \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-4\mu_n^2 \cdot \xi_p / \text{Pe}_p(1 + 4\mu_n^2 / \gamma^2))] \cdot (T_w - T_0) = \alpha_i \cdot \xi_0 \cdot (T_w - \bar{T}_i); \quad (5)$$

$$\text{Re}_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \cdot \text{Re}_p^2 - \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot \text{Re}_0^3 \cdot \frac{\xi_0}{\xi_p} = 0; \quad (6)$$

или при $\gamma^2 > 10^3$

$$\frac{\mu c_p}{4d} \text{Re}_p [1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-B'_n \xi_p)] = \alpha_i \cdot \xi_0 \cdot (T_w - \bar{T}_i), \quad (7)$$

где $B'_n = [(Pe/2)^2 + 4\mu_n^2]^{1/2} - Pe/2$,

$$\text{Re}_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \cdot \text{Re}_p^2 - \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot \text{Re}_0^3 \cdot \frac{\xi_0}{\xi_p} = 0. \quad (8)$$

Здесь $\gamma^2 = (h_v \cdot d^2) / \lambda_p$ – параметр, характеризующий интенсивность внутрипорового теплообмена; h_v – интенсивность объёмного внутрипорового теплообмена, λ_p – коэффициент теплопроводности пористого материала; α_i и $\bar{T}_i$ – коэффициент теплоотдачи и средняя температура жидкости по длине гладкостенного канала, получаемые на i -м шаге итерации при расчёте с помощью метода последовательных приближений, с использованием формулы Михеева (10); ξ'_{ot} – коэффициент сопротивления гладкостенной трубы при турбулентном движении охладителя.

В уравнениях (1) – (8) приняты следующие обозначения Re_p и Re_{sm} – число Рейнольдса в пористом и гладкостенном каналах; $\text{Pe}_p = \text{Re}_p \cdot \text{Pr}_p = (G \cdot d \cdot c_p) / \lambda_p$ – критерий Пекле (Pekle) пористого канала; Pr_p – критерий Прандтля (Prandtl) пористого канала; $G = \dot{m} / F_{cs}$ – удельный массовый расход охладителя; F_{cs} – площадь поперечного сечения; $\dot{m}$ и c_p – расход и теплоёмкость жидкости; μ_n – последовательные корни уравнения $I_0(\mu) = 0$, ($n = 1, 2, 3, \dots$, ($\mu_1 = 2,4048$)), I_0 – функция Бесселя (Bessel) первого рода нулевого порядка. В уравнениях (1) и (3) величины ε_n^2 , B_n обозначают собственные значения и постоянные задачи о теплообмене в цилиндрическом гладкостенном канале при граничных условиях первого рода.

Выражение в квадратных скобках левой части уравнений (1), (3), (5), (7) представляет собой среднюю безразмерную температуру жидкости на выходе из пористого канала:

$$k = (\bar{t} - t_0)/(t_w - t_0). \quad (9)$$

Выражение в квадратных скобках правой части уравнений (1) и (3) представляет собой среднюю безразмерную температуру жидкости на выходе из гладкостенного канала:

$$k' = (\bar{T} - T_0)/(T_w - T_0). \quad (10)$$

Здесь $\bar{t}$ и $\bar{T}$ – средние температуры жидкости на выходе из пористого и гладкостенного каналов; индексы «w» и «0» относятся к температуре жидкости на стенке и на входе в канал соответственно.

В уравнениях (2), (4), (6) и (8) параметры α и β обозначают вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления пористого материала.

Расчёт параметра h_v в выражении для γ^2 проводится по критериальным уравнениям вида:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c, \quad (11)$$

где коэффициенты a , b и c берутся из экспериментальных данных для конкретного вида пористого материала и теплоносителя.

Критерий Нуссельта в этом уравнении рассчитывается по формуле $Nu = (h_v \cdot (\beta/\alpha)^2)/\lambda_l$, а критерий Рейнольдса вычисляется по соотношению $Re = (G \cdot (\beta/\alpha))/\mu$, где λ_l – теплопроводность теплоносителя, μ – коэффициент динамической вязкости.

Полученные системы уравнений (1) – (4) и (5) – (8) являются системами нелинейных алгебраических уравнений с переменными коэффициентами, записанными в рядах. Решение задачи в данной постановке сводится к нахождению сочетания параметров пористой структуры и гладкостенного канала: пористости θ , диаметра каналов d , относительной длины гладкостенного канала $\xi_{sm} = x/d$, температуры стенки каналов (T_w) и числа Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm} при которых полученные системы уравнений (1) – (4) и (5) – (8) имеют наилучшее решение – наибольшую величину коэффициентов k_Q , k_N и k_F .

Решение

Выполненные расчёты коэффициентов эффективности проводились для металловолока, изготовленного из волокон меди диаметром 200 мкм, для следующих расчётных параметров: пористость: $\theta = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9$; число Рейнольдса гладкого канала: $Re_{sm} = 10^2; 2,0 \cdot 10^2; 5,0 \cdot 10^2; 10^3; 2,0 \cdot 10^3; 2,3 \cdot 10^3; 3,0 \cdot 10^3; 4,0 \cdot 10^3; 6,0 \cdot 10^3; 8,0 \cdot 10^3; 10^4; 2,0 \cdot 10^4; 5,0 \cdot 10^4; 10^5; 10^6$; относительная длина гладкостен-

ного канала $\xi_{sm} = x/d = 2; 5; 20; 50; 100; 500; 1000$; диаметр канала $d = 1, 2, 3, 4, 5, 10, 20, 50$ мм.; температура стенки $T_w = 25; 30; 40; 70; 100$ °С; температура жидкости на входе в канал $T_0 = 20$ °С.

При расчёте коэффициента теплопроводности пористого материала λ_p использовалась зависимость, полученная в [9] и дающая согласно [10] хорошее согласование с экспериментальными данными. Расчёт интенсивности внутрипорового теплообмена проводился с помощью критериального уравнения [6], полученного экспериментально для пористого материала, изготовленного из волокон:

$$Nu = 0,007 Re^{1,2}. \quad (12)$$

Для вычисления параметров α и β использовались следующие соотношения [10]:

$$\alpha = 2,57 \cdot 10^8 \cdot \theta^{-3,91}, \quad (13)$$

$$\beta = 0,91 \cdot 10^3 \cdot \theta^{-5,33}. \quad (14)$$

Численный расчёт средних температур жидкости в пористом канале и в канале с гладкой стенкой показал [11], [12], что при граничных условиях первого рода прогрев жидкости до температуры стенки в пористом канале происходит на расстоянии в несколько калибров от входа в канал (что значительно меньше, чем в гладкостенном канале). Т.е. на этом расстоянии в пористом канале завершается теплообмен и далее такой канал работает только как гидравлическое сопротивление. Учитывая этот факт, можно сделать вывод, что нецелесообразно сравнивать гладкостенный и пористый каналы одинаковой длины. Длину пористого канала в этом случае следует определять из дополнительного условия, например, достижения средней безразмерной температурой жидкости на выходе из пористого канала (9) значения 1 или другого значения 0,9, 0,8, 0,7 и т.д.

Рассмотрим методики вычисления коэффициентов k_Q , k_N и k_F с учётом данного обстоятельства. Отметим, что при составлении уравнений равенства количеств теплоты, передаваемого пористым и гладкостенным каналами, при ламинарном (1), (3) и турбулентном (5), (7) режимах движения теплоносителя, для гладкостенной поверхности использовались разные соотношения. Для ламинарного режима применялось соотношение, использующее выражение для средней по сечению канала температуры жидкости на выходе из трубы, а для турбулентного режима применялось соотношение, использующее среднее значение коэффициента теплоотдачи в канале. В связи с этим, методики расчёта коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F для ламинарного и турбулентного режимов движения охладителя в сравниваемом гладкостенном канале будут отличаться между собой. Рассмотрим начнём с **ламинарного режима**.

Коэффициент эффективности k_N . При расчёте этого коэффициента, ввиду того, что принимается $k=1-\bar{\vartheta}$ – определённой фиксированной величине, вначале из уравнения (1) находится значение $Re_p = T/k$, где T – правая часть уравнения. После этого, путём перебора значений ξ_p от 0 до ξ_{sm} , находится то значение ξ_p , при котором выражение (9) или значение выражения в квадратной скобке левой части уравнения (1) равняется величине k из диапазона $k = 1 \div 0,5$. Затем найденные значения Re_p и ξ_p подставляются в выражение (2) и находится отношение:

$$k_N = \left(\frac{32}{d \cdot \beta} \cdot \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} \cdot Re_{sm}^2 \right) / \left(Re_p^3 + \frac{\alpha \cdot d}{\beta} \cdot Re_p^2 \right). \quad (15)$$

После этого так же можно вычислить значение $k_F = F_p/F_{sm}$. Расчёты проводились для значений $k = 1 - \bar{\vartheta} = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. Наилучшие результаты получились при значении $k = 0,8$. Фрагмент расчётных данных коэффициента k_N и соответствующего ему коэффициента k_F для значений параметров $t_w = 25^\circ\text{C}$; $d = 0,005$ м; $\xi_{sm} = x/d = 20$ представлен в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Данные расчёта коэффициента k_N в ламинарной области с учётом разности длин каналов.

$k_N = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $t_w = 25^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005$ м

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	0,137	0,323	0,708
0,8	0,246	0,559	1,236
0,9	0,354	0,730	1,494

Таблица 2

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_N .

$k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $t_w = 25^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005$ м

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	7,692	8,000	7,692
0,8	8,000	8,000	7,692
0,9	7,143	6,452	5,714

Коэффициент k_Q . При расчёте коэффициента k_Q следует немного изменить систему уравнений (1) – (2) с учётом того, что длину канала необходимо находить из дополнительного условия: равенства относительного нагрева жидкости в пористом канале определённой величине:

не. При этом уравнение (2) остаётся без изменений, а в уравнении (1) следует приравнять выражение в квадратной скобке левой части определённой величине $k = 1 - \bar{\vartheta} = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. Поскольку перед началом расчётов значение Re_p , а следовательно и γ^2 неизвестно, то для расчётов следует пользоваться левой частью уравнения (1), поскольку уравнение (3) является частным случаем уравнения (1) и не учитывает разность температур пористого материала и охладителя в процессе передачи тепла. При решении этой новой системы уравнений следует полученную в явном виде из уравнения (2) величину ξ_p подставить в уравнение (1). Величину γ^2 также следует выразить через Re_p с помощью соотношения (12) и также подставить в уравнение (1). В итоге получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно Re_p . Данное уравнение можно решить, например, методом переборки значений Re_p от наибольшего возможного значения Re_{sm} до наименьшего возможного значения 0. После нахождения значения Re_p , его следует подставить в уравнение (2) и после этого можно найти значения ξ_p и $k_F = \xi_{sm}/\xi_p$. Затем, с помощью подставки значения Re_p и ξ_p в уравнение (1), находится значение $k_Q = Re_p \cdot (1 - \bar{\vartheta}) / Re_{sm} \cdot (1 - \bar{\theta})$. Расчёты проводились для $k = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. Наилучшие результаты для коэффициента k_Q получались при $k = 0,8$. Фрагмент расчётных данных по коэффициенту k_Q и соответствующему ему коэффициенту k_F для значений расчётных параметров $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $d = 0,005\text{ м}$; $\xi_{sm} = x/d = 20$ представлен в таблицах 3 и 4.

Таблица 3

Данные расчёта коэффициента k_Q в ламинарной области
с учётом разности длин каналов.

$k_Q = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{ м}$

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	0,370	0,576	0,860
0,8	0,512	0,765	1,082
0,9	0,629	0,876	1,161

Таблица 4

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_Q .

$k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{ м}$

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	7,186	7,822	7,980
0,8	8,248	8,263	7,544
0,9	7,867	6,826	5,386

Коэффициент k_F . При вычислении коэффициента k_F вначале следует из уравнений (2) и (12) выразить величины ξ_p и γ^2 , как функцию Re_p :

$$\xi_p = \frac{32}{d\beta} \cdot Re_{sm}^2 \cdot \xi_{sm} \cdot \left(\frac{1}{Re_p^3 + \frac{\alpha \cdot d}{\beta} \cdot Re_p^2} \right); \quad (16)$$

$$\gamma^2 = 0,07 \cdot Re_p^{1,2} \cdot \left(\frac{\lambda_T}{\lambda} \right) \cdot \left(\frac{d}{\beta \alpha} \right)^{0,8}, \quad (17)$$

и подставить их в левую часть уравнения (1). В итоге получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно величины Re_p . Это уравнение можно легко решить численно, например, путём перебора значения Re_p от 0 до Re_{sm} . После нахождения величины Re_p из уравнения (2), можно найти величину k_F :

$$k_F = \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} = \frac{d\beta \cdot \left(Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 \right)}{32 \cdot Re_{sm}^2}. \quad (18)$$

Результаты расчётов величины k_F показали, что в заданной области расчётных параметров система нелинейных уравнений (1), (2) имеет нерегулярные, эпизодические решения. При тех же параметрах расчётной модели, что и в таблицах 1 – 4 ($t_0 = 20$ °C; $t_w = 25$ °C; $x/d = 20$; $d = 0,005$ м), решение задачи было получено (существовало) в следующих точках (табл. 5).

Таблица 5

Данные расчёта коэффициента k_F , в ламинарной области при $\xi_p = \xi_{sm}$.
 $k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20$ °C; $t_w = 25$ °C; $x/d = 20$; $d = 0,005$ м

$\theta \backslash Re_p$	2000
0,8	3,9
0,9	2,1

Расчётное поле параметров при вычислении коэффициентов k_Q , k_N и k_F составило 70560 точек. Графики зависимости коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F от основных параметров модели – диаметра канала d , температурного напора $t_w - t_0$, длины сравниваемого гладкостенного канала ξ_{sm} , числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm} , пористости θ и средней безразмерной температуры жид-

кости на выходе из пористого канала $k = (1 - \bar{\theta})$, для ламинарного режима движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах, можно найти в работе [11].

Значения указанных коэффициентов изменяются обратнопропорционально изменению диаметра канала d , температурного напора $t_w - t_0$ и длины сравниваемого гладкостенного канала ξ_{sm} . Значения этих же коэффициентов изменяются прямопропорционально изменению пористости θ и числу Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm} . Зависимость от средней безразмерной температуры жидкости на выходе из пористого канала имеет экстремальный характер с максимумом в районе значения $k = 0,8$.

Турбулентный режим движения. При решении системы нелинейных алгебраических уравнений (5) – (8), записанной для турбулентного режима движения теплоносителя в сравниваемом гладкостенном канале, для расчёта теплоотдачи в гладкостенном канале использовалась формула Михеева [3]:

$$\overline{Nu}_ж = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \epsilon_1. \quad (19)$$

При расчёте коэффициента теплоотдачи по формуле Михеева (19) за определяющую бралась средняя температура жидкости в канале, которая получалась путём последовательных приближений по данной формуле. В начале определяющей бралась средняя температура $\bar{t}_1$ жидкости между температурой стенки T_w и температурой жидкости на входе T_0 . Затем рассчитывались коэффициент теплоотдачи по формуле (19) и количество передаваемого гладкостенным каналом тепла по соотношению:

$$Q_\alpha = \alpha \cdot (T_w - \bar{t}_1) \cdot F, \quad (20)$$

где F – площадь боковой поверхности канала.

После этого соотношение (20) приравнивалось к количеству тепла, рассчитанному по формуле

$$Q_{\bar{t}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{t}_{вых} - T_0), \quad (21)$$

и находилась величина $\bar{t}_{вых}$. Далее рассчитывалась средняя температура жидкости в канале по соотношению $\bar{t}_2 = (T_0 + \bar{t}_{вых})/2$ и расчёт повторялся опять до тех пор, пока последовательные приближения величины средней температуры жидкости не отличались на величину $\Delta \approx 15\%$. Вычисление теплофизических свойств жидкости при данной температуре проводилось по интерполяционной формуле Лагранжа с использованием 10 базовых точек в интервале температур $0 - 100^\circ\text{C}$.

В формуле (19) величина ε_i учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

При расчёте коэффициента сопротивления гладкостенной трубы ξ'_{ot} при турбулентном режиме движения теплоносителя использовались формулы Блазиуса [7]:

$$\xi'_{ot} = 0,3164 \cdot Re_d^{-1/4}, \quad (22)$$

при $Re_d \leq 10^5$, где Re_d – число Рейнольдса, рассчитанное по диаметру канала и Никурадзе [7]:

$$\xi'_{ot} = 0,0032 + 0,0221 \cdot Re_d^{-0,237} \quad (23)$$

при $10^5 \leq Re_d \leq 10^6$.

Расчётное поле параметров для турбулентного режима движения охладителя в сравниваемом гладкостенном канале составило 9800 точек. Рассмотрим методику расчёта коэффициентов эффективности для турбулентного режима.

Коэффициент k_Q . Поскольку длина пористого канала находится из условия равенства средней безразмерной температуры жидкости на выходе из пористого канала определённому значению $k = 1 - \bar{\vartheta}$, то вначале необходимо приравнять выражение в квадратной скобке левой части уравнения (5) значению k и решить это уравнение относительно числа Рейнольдса в пористом канале Re_p . Для решения этого уравнения также необходимо предварительно выразить входящие в него величины ξ_p и γ^2 через значение числа Рейнольдса в пористом канале по уравнению (6) и уравнению (12). Полученное нелинейное алгебраическое уравнение относительно величины Re_p можно решить, например, методом переборки значений Re_p от наибольшего возможного значения Re_{sm} до наименьшего возможного значения 0. Далее из уравнения (6) при известном значении Re_p находятся величины ξ_p и k_F , а также находится значение коэффициента k_Q , как отношение левой и правой частей уравнения (5):

$$k_Q = \frac{\mu c_p}{4d} Re_p (1 - \bar{\vartheta}) \cdot (t_w - t_0) / \alpha_i \xi_{sm} (T_w - \bar{T}_i). \quad (24)$$

При этом, при нахождении коэффициента теплоотдачи в гладкостенной трубе, за определяющую температуру бралась средняя температура жидкости в канале с использованием итерационного процесса расчёта этой величины. Для расчёта теплофизических свойств жидкости при определяющей температуре применялась интерполяционная формула Лагранжа с использованием 10 базовых точек в интервале температур 0 – 100 °С. Фрагмент расчётных данных вычисления ко-

эффициента k_Q и соответствующего ему коэффициента k_F по методике, учитывающей дополнительное условие сравнения разных длин каналов, для следующих значений параметров $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{ м}$ приведен в таблицах 6 и 7.

Таблица 6

Данные расчёта коэффициента k_Q , в турбулентной области
с учётом разности длин каналов.

$k_Q = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{ м}$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	0,673	0,725	0,723	0,702	– 1,0
0,7	0,812	0,841	0,820	– 1,0	– 1,0
0,8	0,883	0,898	– 1,0	– 1,0	– 1,0
0,9	0,851	– 1,0	– 1,0	– 1,0	– 1,0

Значения – 1,0 в таблице 6 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Таблица 7

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_Q .

$k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{ м}$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	4,998	3,741	2,233	1,441	–1,0
0,7	3,937	2,645	1,457	–1,0	–1,0
0,8	2,663	1,657	–1,0	–1,0	–1,0
0,9	1,382	–1,0	–1,0	–1,0	–1,0

Значения –1,0 в таблице 7 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Коэффициент k_N . При расчёте этого коэффициента, учитывая, что значение квадратной скобки в левой части уравнений (5) и (7) должно равняться определённой величине k (для нахождения длины пористого канала), вначале из уравнения (1) находим значение числа Рейнольдса в пористом канале по соотношению:

$$Re_p = \frac{\alpha_i \xi_{sm} (T_w - \bar{T}_i)}{k \left(\frac{\mu_{cp}}{4d} \right)}. \quad (25)$$

Числитель данного выражения находится по известным параметрам гладкостенного канала. Далее, путём перебора значений ξ_p от 0 до ξ_{sm} , находится то значение ξ_p , при котором, при известном, найденном

ранее значения Re_p , выражение в квадратной скобке левой части уравнения (5) или (7) (в зависимости от величины параметра γ^2) равняется определённой, заданной величине k , из диапазона $k = 0,4 \div 1,0$. После этого найденные значения ξ_p и Re_p подставляются в уравнение (2) и находится значение коэффициента k_N :

$$k_N = \left(\frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot Re_{sm}^3 \cdot \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} \right) / \left(Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 \right), \quad (26)$$

а также значения коэффициента $k_F = F_{sm}/F_p = \xi_{sm}/\xi_p$.

Фрагмент расчётных данных вычисления коэффициента k_N и соответствующего ему коэффициента k_F по методике, учитывающей дополнительное условие сравнения разных длин каналов, для следующих значений параметров $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $t_w = 25^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005$ м приведен в таблицах 8 и 9.

Таблица 8

Данные расчёта коэффициента k_N в турбулентной области
с учётом разности длин каналов.

$k_N = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $t_w = 25^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005$ м

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	0,303	0,345	0,310	0,268	-1,0
0,7	0,523	0,560	0,491	-1,0	-1,0
0,8	0,675	0,703	-1,0	-1,0	-1,0
0,9	0,592	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 8 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Таблица 9

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_Q .

$k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $t_w = 25^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005$ м

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	4,255	3,077	1,709	1,053	-1,0
0,7	3,509	2,326	1,227	-1,0	-1,0
0,8	2,410	1,516	-1,0	-1,0	-1,0
0,9	1,220	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 9 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Коэффициент k_F . При расчёте коэффициента k_F вначале следует из уравнений (6) и (12) выразить величины ξ_p и γ^2 , как функцию Re_p :

$$\xi_p = \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot Re_{sm} \cdot \xi_{sm} \cdot \left(\frac{1}{Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \cdot Re_p^2} \right); \quad (27)$$

$$\gamma^2 = 0,07 \cdot Re_p^{1,2} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{\lambda_p} \right) \cdot \left(\frac{d}{\beta \alpha} \right)^{0,8} \quad (28)$$

и подставить их в левую часть уравнения (5). В итоге получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно величины Re_p . Это уравнение можно легко решить численно, например, путём перебора значения Re_p от 0 до Re_{sm} . После нахождения величины Re_p , из уравнения (6) можно найти величину k_F :

$$k_F = \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} = \frac{2d\beta \cdot \left(Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 \right)}{\xi'_{ot} \cdot Re_{sm}^3}. \quad (29)$$

Данные расчёта величины k_F представлены в таблице 10.

Таблица 10

Данные расчёта коэффициента k_F , в турбулентной области при $\xi_p = \xi_{sm}$.
 $k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20^\circ \text{C}$; $t_w = 25^\circ \text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,003 \text{ м}$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0
0,7	-1,0	1,700	-1,0	-1,0	-1,0
0,8	1,029	0,635	0,422	-1,0	-1,0
0,9	0,604	0,372	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 10 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Переходная область движения теплоносителя в сравниваемом гладкостенном канале. Методика расчёта коэффициентов эффективности пористых каналов для переходной области $2300 \leq Re_{sm} \leq 10000$ движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах практически совпадает с методикой расчёта для турбулентной области. Отличие состоит в том, что для переходной области

ти, при расчёте теплоотдачи в гладкостенной трубе, вместо формулы Михеева используется формула Gnielinski V. [4], [5]:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha}d}{\lambda} = \frac{(\xi/8)Pr(Re-1000)}{1+12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{\ell}{d} \right)^{-2/3} \right], \quad (30)$$

где $\xi = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$.

При расчете коэффициента гидравлического сопротивления гладкостенной трубы в переходной области движения теплоносителя при значениях чисел Рейнольдса $2200 < Re_{sm} < 4000$ используется соотношение, предложенное С.С. Кутателадзе [8]:

$$\xi'_{ot} \approx 6,3 \cdot 10^{-4} Re^{0,5}. \quad (31)$$

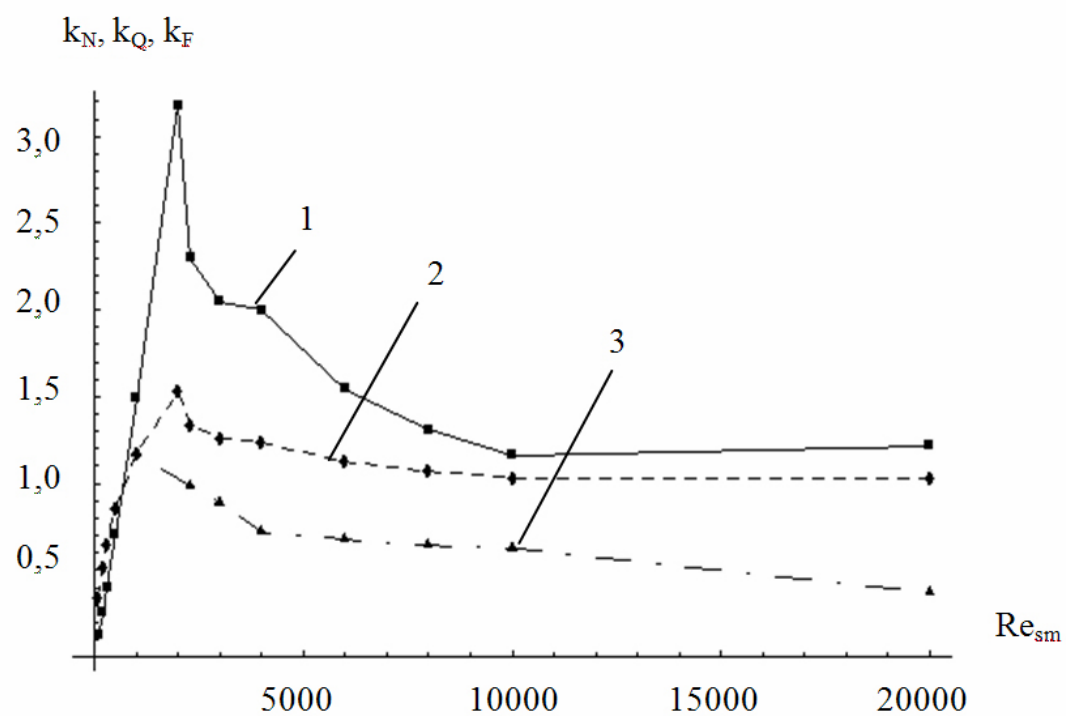
А при значениях чисел Рейнольдса $4000 < Re_{sm} < 10000$ используется соотношение Блазиуса [7]:

$$\xi'_{ot} \approx 0,3164 Re^{-1/4}. \quad (32)$$

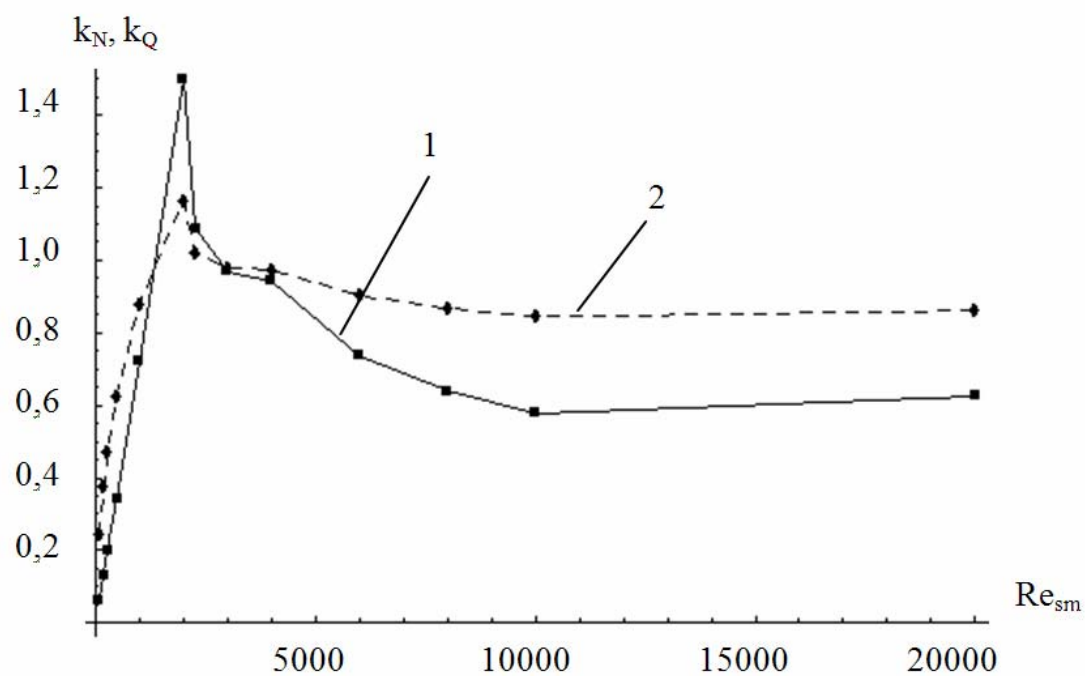
Вычисления коэффициентов эффективности в переходной области движения теплоносителя в сравниваемой гладкостенной трубе были проведены в расчётной области параметров, которая составила 11760 точек.

Объединённый график поведения коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F для металловолоконистых пористых каналов при ламинарном, переходном и турбулентном режимах движения теплоносителя в сравниваемой гладкостенной трубе ($100 < Re_{sm} < 20000$) при диаметре рассматриваемых каналов $d = 3; 5; 10$ мм приведен на рис. 1 а, б, в. Исходными параметрами для расчёта графиков были следующие точки: пористость $\theta = 0,9$; относительная длина гладкостенного канала $\xi_{sm} = x/d = 20$; диаметр канала $d = 3; 5; 10$ мм; температура стенки канала $T_w = 25$ °С; температура жидкости на входе в канал $T_0 = 20$ °С; средняя безразмерная температура жидкости на выходе из пористого канала $k = (1 - \overline{\theta}) = 0,8$.

Отметим, что зависимость для коэффициента k_F удалось рассчитать и построить только для $d = 3$ мм.



(a)



(б)

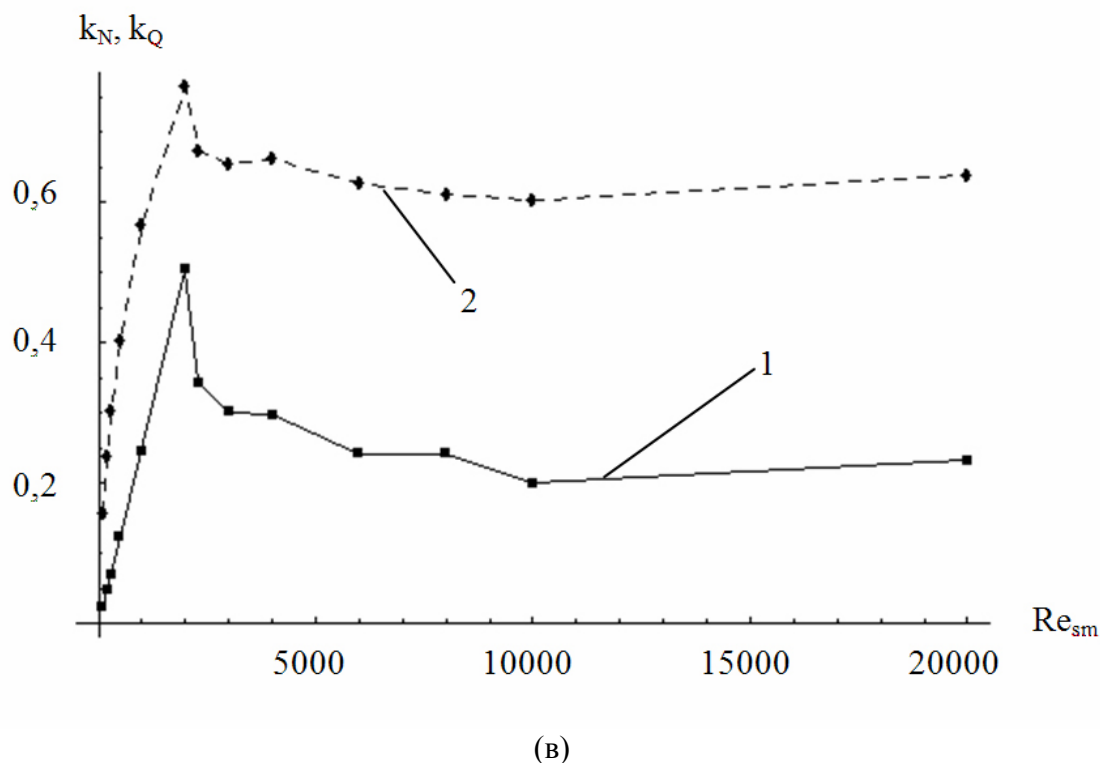


Рис. 1. Зависимость коэффициентов эффективности металловолокнистых пористых каналов от числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале: а) $d = 3$ мм; б) $d = 5$ мм; в) $d = 10$ мм.
1 – k_N ; 2 – k_Q ; 3 – k_F

Расчёт коэффициентов эффективности для металлопорошкового материала

Все приведенные выше расчёты были выполнены для металловолокнистого пористого материала. Соответственно для этого же пористого материала были построены и графики на рис.1 а, б, в. Общеизвестно, что металловолокнистый пористый материал обладает определённой анизотропией свойств. В отличие от этого, порошковые пористые материалы являются более изотропными. Хотя все предыдущие расчёты показали, что получить энергетический выигрыш в пористых материалах возможно только при больших значениях пористости ($\theta \approx 0,8 \div 0,9$), а согласно [13] порошковые пористые материалы не могут иметь пористость более $\theta = 0,5$, всё же вызвало интерес рассчитать и построить графики коэффициентов эффективности для порошкового пористого материала с целью посмотреть, не может ли большая упорядоченность структуры металлопорошка перекрыть рост гидросопротивления при меньших пористостях. Расчёты коэффициентов эффективности для медного порошкового пористого материала с диаметром частиц $d_{\text{ч}} = 200$ мкм были выполнены для того же расчётного поля параметров, что и для металловолокна, за исключением па-

раметра пористости, который в данном случае не превышал значения $\theta = 0,5$. Данные для расчёта теплофизических и гидравлических характеристик металлопорошка брались в [6] и [14].

$$Nu = 0,005 Re Pr. \quad (18)$$

$$\alpha = 171 \cdot (1 - \theta)^2 \cdot d_q^{-2} \cdot \theta^{-3}, \quad (19)$$

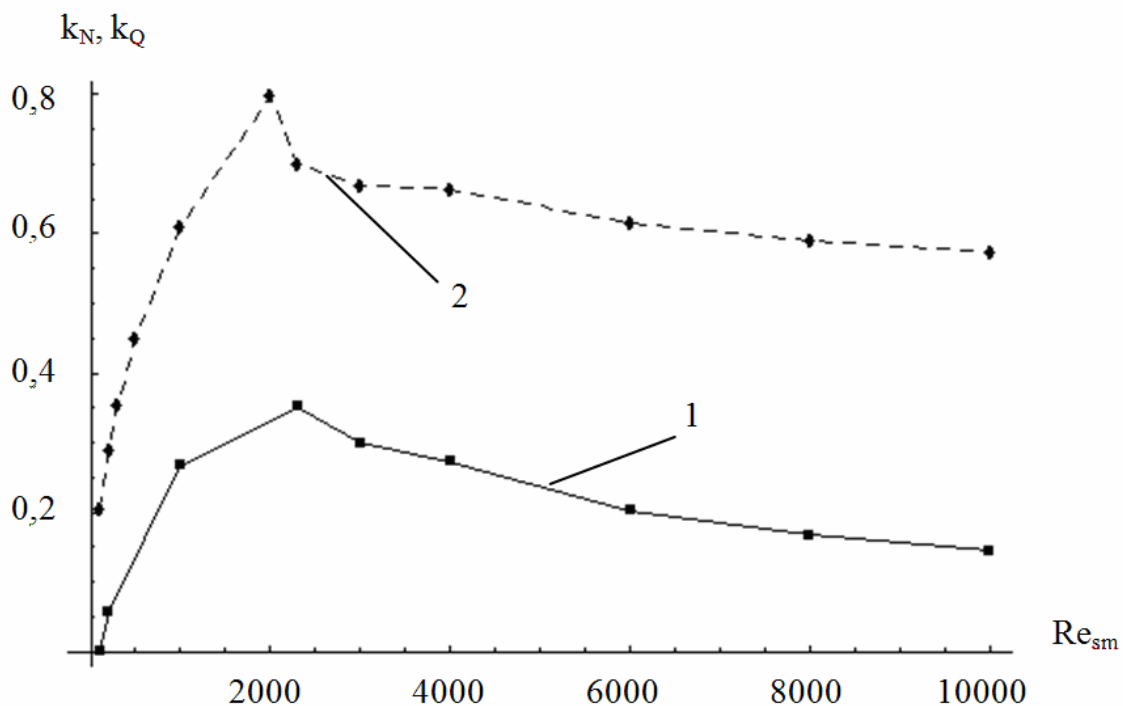
$$\beta = 0,635 \cdot (1 - \theta) \cdot d_q^{-1} \cdot \theta^{-4,72}, \quad (20)$$

$$\lambda_p = \lambda_s \cdot (1 - \theta) / (1 + 11 \cdot \theta^2), \quad (21)$$

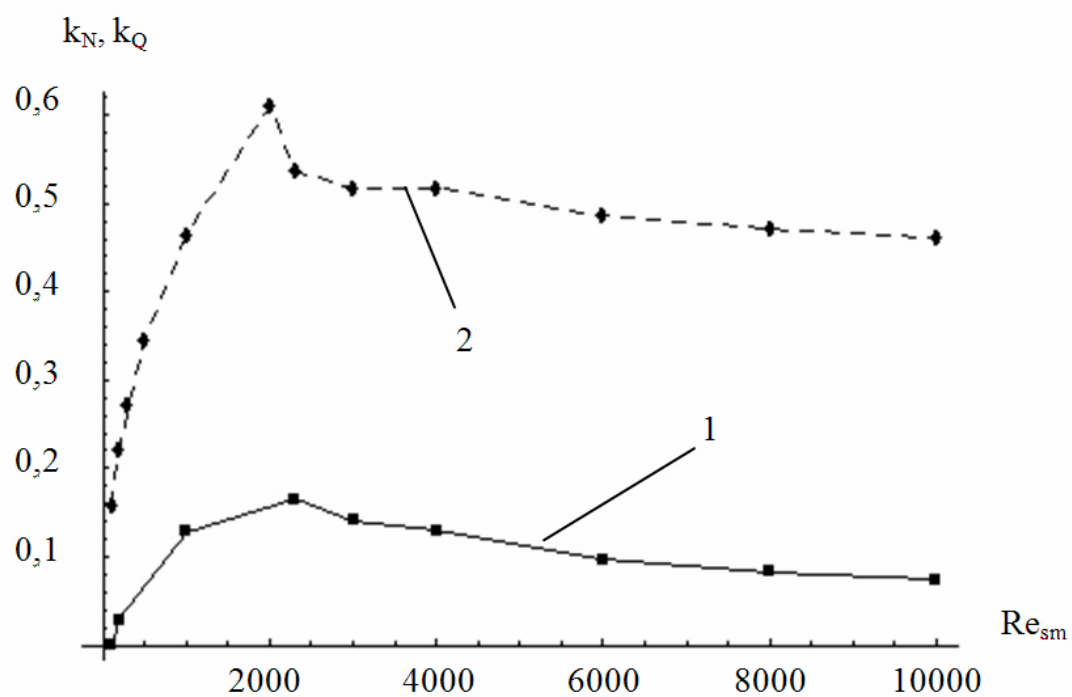
где d_q – диаметр частиц металлопорошка, выраженный в метрах; λ_s – теплопроводность материала, из которого изготовлена пористая вставка.

Объединённый график поведения коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F для металлопорошковых пористых каналов при ламинарном, переходном и турбулентном режимах движения теплоносителя в сравниваемой гладкостенной трубе ($100 < Re_{sm} < 20000$) при диаметре рассматриваемых каналов $d = 3; 5; 10$ мм приведен на рис. 2 а, б, в.

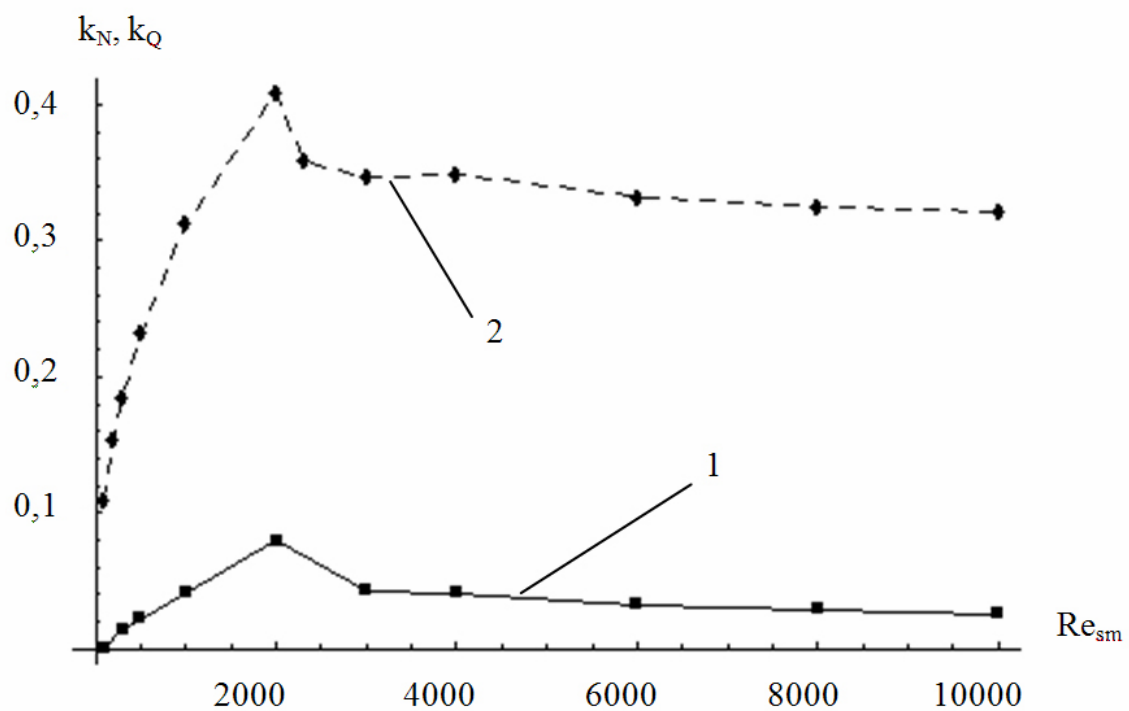
Как видно из графиков, приведенных на рис. 2, ни в одном случае для металлопорошкового пористого материала не удалось получить значения коэффициентов эффективности больше единицы, т.е. для этого пористого материала не удалось выявить области режимных и конструктивных параметров, где бы имелся энергетический выигрыш по сравнению с гладкостенными каналами.



(а)



(б)



(в)

Рис. 2. Зависимость коэффициентов эффективности
металловолоконистых пористых каналов от числа
Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале:
а) $d = 3$ мм ; б) $d = 5$ мм ; в) $d = 10$ мм.
1 – k_N ; 2 – k_Q

Выводы

В работе приведены итоговые результаты исследований эффективности пористых круглых каналов при движении жидкостного теплоносителя и граничных условиях первого рода в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса в сравниваемых гладкостенных трубах ($Re_{sm} = 100 - 20000$). Установлено, что наибольший эффект от использования пористых высокотеплопроводных вставок достигается на границе ламинарной и переходной зон движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах ($Re_{sm} = 2000 - 2300$).

В статье приведены данные исследований эффективности как металловолоконистых, так и металлопорошковых пористых материалов. Показано, что положительный энергетический эффект может быть достигнут на металловолоконистых структурах, при высоких значениях пористости (порядка $\theta = 0,8 - 0,9$) и при диаметре канала порядка 5 мм и меньше. На основе проведенных расчётов предложено модифицировать методику сравнения теплообменных поверхностей Гухмана А.А., в случае использования её для получения значений коэффициентов эффективности пористых круглых каналов, путём введения дополнительного условия сравнения длинных гладкостенных и коротких пористых каналов. Длину пористых каналов следует находить из условия равенства средней безразмерной температуры жидкости на выходе из канала заданной величине $k = 0,8$, поскольку в этом случае получается наибольший энергетический эффект.

Выполненные расчёты показали необходимость проведения дальнейших исследований эффективности пористых круглых каналов при движении двухфазного, парового и газового теплоносителей.

Список литературы

1. Гухман А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей / А. А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 5–8.
2. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М. : Энергия, 1967. – 411 с.
3. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1973. – 319 с.
4. Gnielinski V. Neue Gleichungen für den Wärme-und Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen / Gnielinski V. // Forsch. Ingr. – 1975. – В. 41, № 1. – S. 8.
5. Петухов Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках : учеб. пособие для вузов / Б. С. Петухов, Л. Г. Генин, С. А. Ковалёв. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 472 с.

6. Поляев В.М. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов / В. М. Поляев, В. А. Майоров, Л. Л. Васильев. – М. : Машиностроение, 1988. – 168 с.
7. Дейч М.Е. Газодинамика : учеб. пособие для ВУЗов / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
8. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление : справочное пособие / С. С. Кутателадзе. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
9. Singh B.S. Experimental study of the effective thermal conductivity of liquid saturated sintered fiber metal wicks / Singh B. S., Dybbs A., Lyman F. A. // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1973. – № 16. – P. 1–12.
10. Косторнов А. Г. Проницаемые металлические волокновые материалы / А. Г. Косторнов. – К. : Техніка, 1983. – 128 с.
11. Prisnyakov V.F. Computation of efficiency of porous heat exchangers with high heat conductivity applied in the structure of power plants / V. F. Prisnyakov, A. P. Lukisha // HEFAT 2008. 6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 30 June to 2 July 2008 Pretoria, South Africa Paper number: PV2.
12. Prisnyakov V.F. Calculation of efficiency of porous cylindrical channels at a turbulent motion of a liquid coolant and under the boundary conditions of the first type / V. F. Prisnyakov, A. P. Lukisha // Proceedings of the VII Minsk International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources. Minsk, Belarus, 8–11 September, 2008. – P. 430–437.
13. Пористые проницаемые материалы : справ. изд. / Под ред. С. В. Белова. – М. : Металлургия, 1987. – 334 с.
14. Белов С. В. Пористые проницаемые материалы в машиностроении / С. В. Белов. – М. : Машиностроение, 1981. – 247 с.

Рукопись поступила 22.02.2010 г.

УДК 621.181

Осинцев К.В. — к.т.н., доц., кафедра «Промышленная теплоэнергетика», ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет», РФ

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ СОВМЕСТНОГО СЖИГАНИЯ НА ТЭС РАЗНОСОРТНЫХ УГЛЕЙ И ПРИРОДНОГО ГАЗА

Разработана технология совместного сжигания разнородных твердых топлив и природного газа в топках котлов с фронтальной компоновкой многофункциональных горелок. При внедрении на практике данной технологии сжигания разнородного топлива с использованием многофункциональных горелок целесообразно ориентироваться на стабильные характеристики факела, особенно в зонах воспламенения и активного горения. В статье показано, что организация экзотермических процессов в топке относительно небольших размеров достаточно эффективно осуществляется рассредоточенным вводом реагентных потоков; регулированием длины начального участка воспламенения и местоположения максимальной температуры факела достигается минимизация выхода оксидов азота, прямых падающих тепловых потоков в направлении горелочных амбразур и увеличение срока службы горелок.

Ключевые слова: котел, горелка, факельное сжигание.

Повышение потребления угля непроектного качества как перспектива развития ТЭС Уральского региона РФ, ориентированных на сжигание природного газа

В условиях истощения местных угольных бассейнов, энергокомпаниями наряду с потреблением природного газа рассматриваются вопросы перехода к привозным источникам топливоснабжения. В Уральском регионе после более чем полувековой промышленной добычи челябинского бурого угля с проектными и близкими к нему характеристиками сегодня производят довыработку пластов, в которых более чем в 1,5 раза увеличено содержание балласта и уменьшена теплота сгорания. При использовании на ТЭС такой топливной массы помимо сверхнормативного износа рабочих органов мельничных устройств происходит активное загрязнение топок и газоходов, снижение паропроизводительности, ухудшение технико-экономических и экологических показателей котлов. Попытки замещения челябинского бурого угля ухудшенного качества привозным топливом с теплофизи-

ческими характеристиками зольного остатка, отличающимися от проектных, не дали положительных результатов как из-за высокой стоимости топлива, так и из-за ухудшения технико-экономических и экологических характеристик котлов и ТЭС в целом. Последние могли быть улучшены только после серьёзной реконструкции оборудования с большими капитальными вложениями, причём для каждого угля потребовались бы свои изменения конструкции горелочных узлов ввода в топку топлива и окислителя, систем топливоподачи, пылеприготовления, эвакуации золы, шлака, газов. Разработка универсальной технологии совместного сжигания привозных разнородных, как шлакующих, так и нешлакующих углей и природного газа в топках с фронтальным размещением горелочных устройств при пониженном выходе оксидов азота в продуктах сгорания становится актуальной задачей с учетом принятой распоряжением Правительства Российской Федерации 28.08.2003 г. № 1234-р «Энергетической стратегии России на период до 2020 года», которая определила основные направления государственной энергетической политики и перспективы развития топливно-энергетического комплекса страны, ориентируя экономику страны на замедление роста потребности в природном газе и нефтепродуктах при увеличении потребления угля.

Обзор литературных данных. Актуальность темы исследования

При рассмотрении вопросов улучшения сжигания различных топлив авторы большинства работ отмечают необходимость учета физико-технических характеристик и структуры одиночных топливных частиц, необходимость учета характера их воспламенения и выгорания при разработках систем сжигания и горелок [1, 2, 3]. Отмечается преимущественное применение прямоточных горелок для топлива с высоким содержанием летучих, вихревых горелочных устройств – для топлив с обедненными включениями летучих веществ (АШ, СС и др.) [1]. Для трудно воспламеняемых углей повсеместно вводится подсветка газом или мазутом [1, 4 – 13]. Отсутствие таких нормативов по топливам, с резко увеличенным содержанием золы и влаги, серьезно осложняет прогноз и учет эффективности работы оборудования ТЭС [14]. Здесь наблюдается тенденция к увеличению параметра q_4 .

Совместное сжигание природного газа и низкосортного твёрдого топлива по существующим технологиям вызывает много дополнительных технических проблем с устойчивостью зажигания и выгоранием топливных частиц, активизацией загрязнения и надёжностью горелочных амбразур, экранов и пароперегревателей.

Актуальными становятся разработка и применение универсальной технологии сжигания разнородных топлив, обеспечивающей по-

вышенную надёжность, высокие технические и экологические показатели котлов. Это в полной мере относится и к горелочным устройствам с системой управления по изменению режимов горения при переходе с одного вида топлива на другой.

Успешное решение этой актуальной задачи должно начинаться с предварительного изучения особенностей факельного сжигания разнородных твердых топлив и природного газа по существующим технологиям на натуральных котлах; по результатам этих исследований можно определить безопасные тепловые и газодинамические условия протекания топочных процессов и перейти к разработке новых технологий и устройств. Объем данной работы ограничен исследованиями, анализом и новыми разработками технологий сжигания топлива применительно к схеме фронтального ввода в топку реагентных потоков. По такой схеме работает большое количество котлов Уральского региона, сжигая различные угли и природный газ.

Цель работы

Целью работы является разработка надежной технологии факельного сжигания разнородных топлив в топке с фронтальным размещением универсальных (многофункциональных) горелочных устройств при пониженном выходе оксидов азота в продуктах сгорания.

Разработка технологии факельного сжигания привозных углей непроектного качества и природного газа в топках котлов Челябинской ТЭЦ-2

Истощение местной топливной базы и одновременная выработка ресурсов котлами ТЭС требует поиска альтернативных топливных источников и технических решений, обеспечивающих минимизацию затрат на перенастройку и замену оборудования. Эта проблема не обошла стороной и Челябинскую ТЭЦ-2 с котлами БКЗ-210-140Ф паропроизводительностью 210 т/ч. Помимо топливной массы с теплотой сгорания $Q_H^P = 9200 - 10900$ кДж/кг, зольностью $A^P = 60$ %, влажностью $W^P = 13 - 20$ % истощенного местного бурогоугольного бассейна на эту ТЭЦ могут поставляться не слишком дорогие окисленные кузнецкие угли бесподсветочного слабоспекающегося класса марки 1СС с содержанием летучих веществ на горючую массу $V_{ок}^Г = 20 - 30$ %. В дальнейшем возможна также поставка влажных шламов и промежуточных продуктов обогащения угля марок Т, СС,

Г, Д с диапазоном $V_{ок}^Г = 9 - 43 \%$, с высоким (более 15 %) и низким содержанием СаО в породе [15].

По существу, на одну ТЭС будут поступать угли как шлакующего, так и нешлакующего класса, требующие и не требующие подсветки [1, 15, 16, 17]. Как правило, для сильно отличающихся по свойствам топлив, применяют различные технологии сжигания [1, 16, 17].

При сжигании пыли вышеуказанных топлив в топке одного типа-размера неизбежны отклонения нормируемых тепловых (до 40 %) и температурных (до 10 %) показателей, рис. 1 а, б, в [1, 16, 17]. Это не может не сказаться на предельной безопасной тепловой нагрузке котлов. При замене вырабатывающего свой ресурс оборудования ЧТЭЦ-2 можно допустить наименее затратную установку обновленных котлов в существующих строительных ячейках. Без смещения перекрытия котельной в ячейке можно установить газовый котлоагрегат с $D_{пп}^* = 89,6 \text{ кг/с}$ (320 т/ч) [16, 17]. При размещении в той же ячейке топки с холодной воронкой и приподнятым котловым перекрытием для сжигания пыли слабошлакующего кузнецкого угля марки СС этот расчетный параметр снизится на $\sim 15 \%$ до $D_{пп} = 77,8 \text{ кг/с}$ (280 т/ч).

При сжигании шлакующих кузнецкого и челябинского углей расчетная безопасная нагрузка уменьшится уже на 20 – 35 %, причем предельная нагрузка для челябинского угля с существующим высоким содержанием породы не превысит $D_{пп} = 58,3 \text{ кг/с}$ (210 т/ч), рис. 1 г. Не следует удивляться столь разительному отличию в относительном параметре $\bar{D}_{пп}$: более чистые, не занесенные шлаком поверхности экранов при прочих равных условиях воспринимают на 10 – 20 % теплоты больше, а активность охлаждения полидисперсного факела (особенно его центральных слоев) с увеличением концентрации зольных частиц существенно снижается, что неоднократно проверено на практике [14, 18, 19, 20]. При сжигании трудновоспламеняемого угля марки Т с низким выходом летучих веществ потребуются, безусловно, подсветка. В условиях Челябинской ТЭЦ-2 для подсветки наиболее разумно использовать природный газ.

На существенные колебания расчетной средней температуры разнородных факелов накладывается газодинамическая неравномерность заполнения реагентами объема и сечения топочной камеры, которая связана со схемами компоновки и включения горелок [1, 21–28]. Отклонения от среднего уровня температуры в топке с неуправляемой газодинамикой могут достигать 100 – 150 К, вызывая не только шлакование, но и перегревы труб. При этом особые сложности возникают с регулированием температуры перегретого пара. Запас по впрыску собственного конденсата должен быть весьма значителен: от 1,5 – 5,0 % (по расходу пара) на минимальной нагрузке до 10 – 15 %

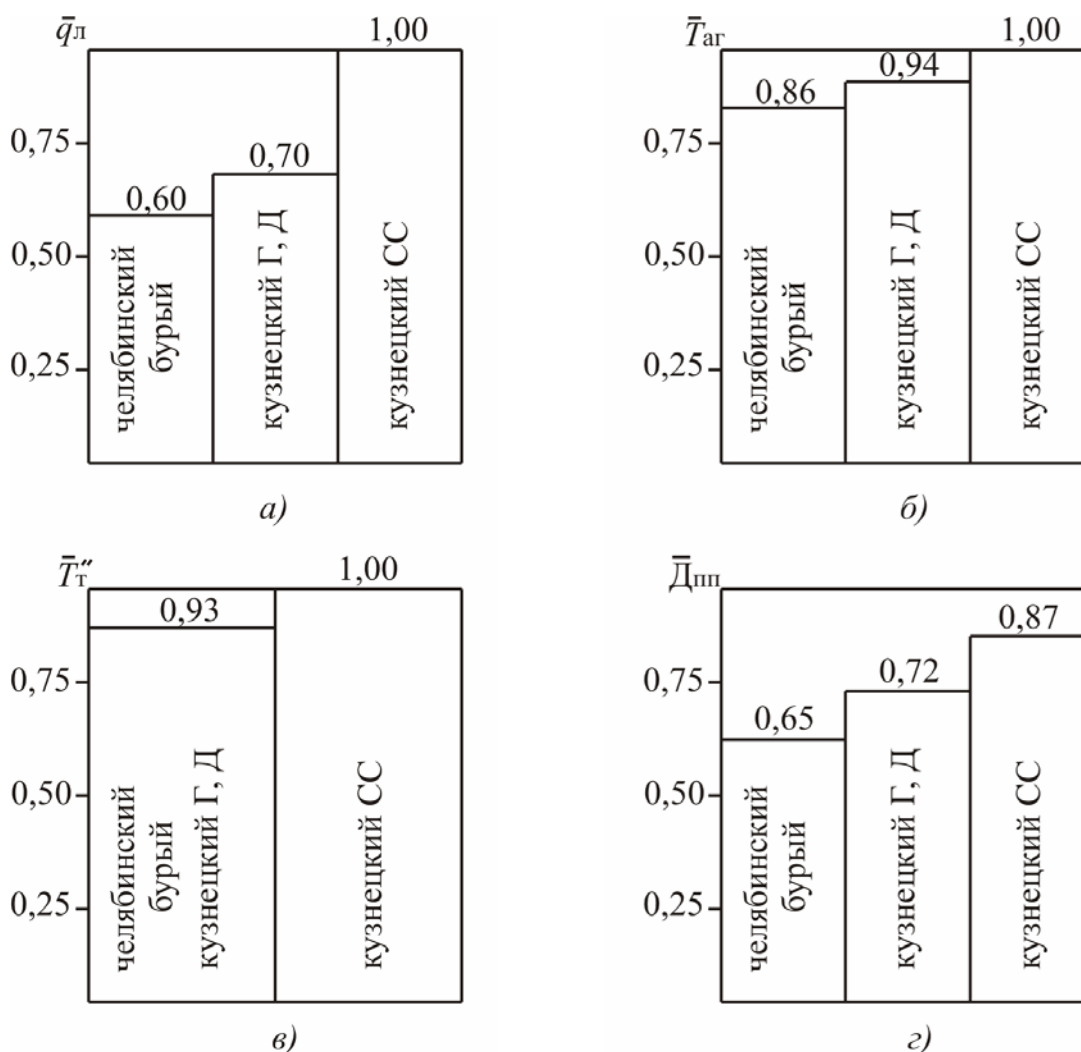


Рис. 1. Сравнение показателей факельного сжигания топлива в топке с фиксированными габаритами котловой ячейки [28]:

a - допустимое тепловое напряжение лучистой поверхности в зоне активного горения, $\bar{q}_l = q_l / q_l^{cc}$, где q_l - нормированный [1] показатель, МВт/м² (Гкал/м²ч);

$q_l^{cc} = 1,15 \text{ МВт/м}^2$ (1,0 Гкал/м²ч) - нормированный [1] показатель для кузнечного угля марок СС; *б* - допустимая температура в зоне активного горения,

$\bar{T}_{ag} = T_{ag} / T_{ag}^{ншл}$, где T_{ag} - нормированный [1] показатель, К; $T_{ag}^{ншл} = 1773 \text{ К}$ - нормируемый [1] показатель для слабошлакующихся кузнечных углей;

в - допустимая температура в выходном окне топки, $\bar{T}_t = T_t'' / T_t''^{ншл}$, где T_t'' - нормированный [1] показатель, К; $T_t''^{ншл} = 1423 \text{ К}$ - нормированный [1] показатель для слабошлакующихся кузнечных углей;

з - допустимая эксплуатационная нагрузка котла, размещаемого в существующей строительной ячейке Челябинской ТЭЦ-2, $\bar{D}_{пп} = D_{пп} / D_{пп}^*$, где $D_{пп}$ - расчетный по [16,17]

показатель, кг/с (т/ч); $D_{пп}^* = 89,6 \text{ кг/с}$ (320 т/ч) - расчетный по [16,17]

показатель при сжигании газа

на предельной при сжигании любого из подаваемого в топку топлива. Рассмотренные тепловые ограничения параметров в зоне активного горения и в выходном окне топочной камеры относятся к традиционным системам сжигания с подачей топливных и окислительных потоков с моносопловым сбросом через горелочные устройства, размещаемые в различных комбинациях на стенах. Сегодня же ни один проект реконструкции котлов не пройдет экологическую экспертизу без внедрения мероприятий по снижению выбросов оксидов азота в атмосферу. Используемый для снижения выхода NO_x традиционный метод поярусного окисления топливных потоков струями свежего воздуха на практике имеет определенные ограничения, вызванные ухудшением интегрального показателя степени недожога, увеличением потерь теплоты с уходящими газами, а при переходе на сжигание шлакующихся топлив – повышением активности шлакования экранов и ширм, нередко приводящим к снижению нагрузки котлов.

В качестве альтернативы системе поярусного окисления топливных потоков на котлах 1^й очереди Челябинской ТЭЦ-2 внедрена технология одноуровневого рассредоточенного ввода реагентов через «многофункциональные» горелочные устройства, позволяющие сжигать газ и угольную пыль с резкоразличными теплофизическими характеристиками [29, 30]. При истечении в топку потоков реагентов из самостоятельных сопел происходит образование индивидуальных газодинамических пар, эжектирующих топочную среду с лучисто-конвективным разогревом и экзотермомолекулярным переходом, в первую очередь, у летучих веществ и коксовой мелочи. Газодинамический участок полидисперсного и газового факелов длиной $\ell_{\text{ф}}$, на котором происходит разогрев реагентов до максимальной температуры $T_{\text{ф}}$, выделен в самостоятельный технологический субъект управления, рис. 2 [20, 24 – 28].

Собственно величина $\ell_{\text{ф}} = \text{var}$, зависит от большого числа факторов. На котлах паропроизводительностью 160 – 320 т/ч, сжигающих различные угли и природный газ, опытным путем подобрано значение $\ell_{\text{ф}} = 1,5 – 2,5$ м, обеспечивающее минимизацию тепловых потоков в направлении амбразур и повышение срока службы горелок с 2 – 4 лет до 8 – 12 лет и более, а также снижение выхода оксидов азота, температурных уровней $T_{\text{ф}}$, $T_{\text{т}}''$ и шлакования экранов и ширм, рис. 3.

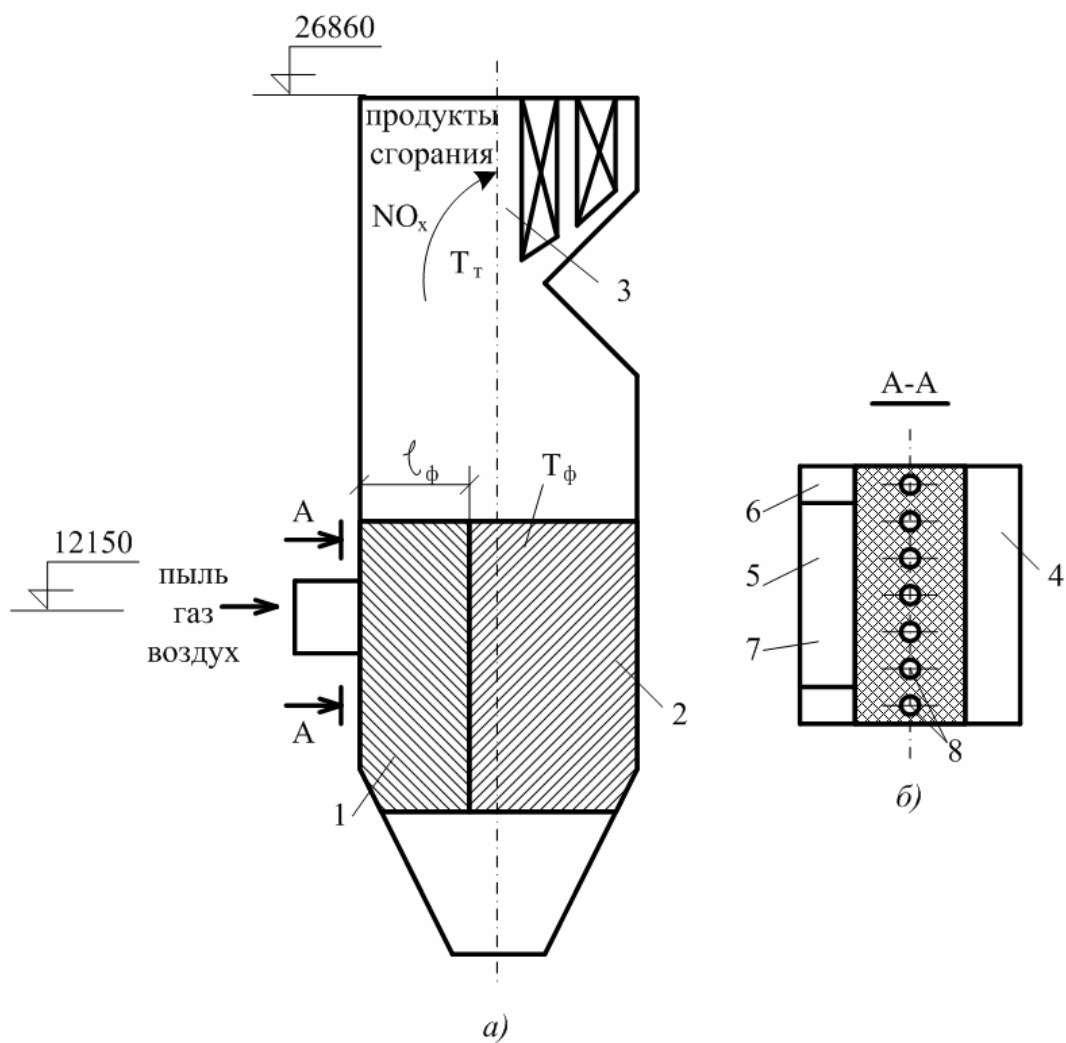


Рис. 2. Схема топки с multifunctional горелками [20,24-28]:

- a* – топка, *б* – горелка,
 1, 2 – зоны воспламенения и активного горения;
 3 – выходное окно, 4 – воздушный канал,
 5 – пылевой канал,
 6, 7 – дополнительные воздушные сопла,
 8 – газораздающие сопла

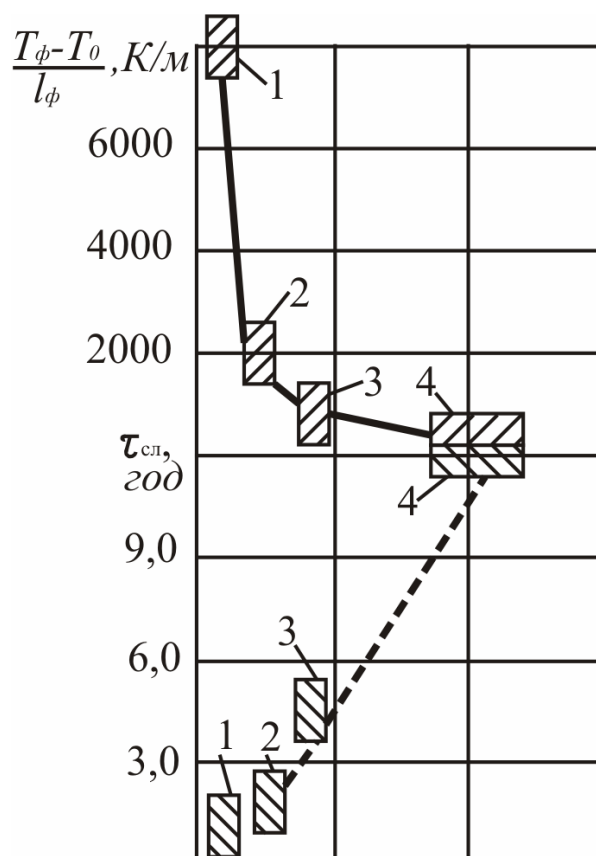


Рис. 3. Обобщенные фактические данные по работе горелок на котлах ЧТЭЦ-2 с привязкой к параметру факела ℓ_ϕ [28]

1 – исходные газовые горелки котлов 1^й очереди и исходные вихревые горелки котлов 2^й очереди; 2 – исходные пылеугольные горелки котлов 1^й очереди; 3 – пылегазовые горелки котлов 2^й очереди, переведенные на технологию рассредоточенного ввода газовых струй и прямоточный нерассредоточенный ввод пылевоздушных потоков; 4 – multifunctional горелки котлов 1^й очереди с рассредоточенным вводом реагентов

При подаче в топку потоков пыли трудновоспламеняющихся топлив, их разогрев и воспламенение основной массы твердотопливных частиц обеспечивается на том же расстоянии от горелок ℓ_ϕ [20] за счет теплоты горения небольшого количества спутно вводимого подсветочного газа. Следует учитывать серьезные различия в газодинамических картинах заполнения факелом объема топочной камеры при различных схемах компоновки и включения горелок и минимизировать возможные ошибки расчетов и проектов, определяя в качестве предельных не средние значения температуры $T_{аг}$ по [1], а величины

$T_{\text{аг}}^{\text{пред}} = T_{\text{ф}}$ [20]. Используя именно такой подход к оценке безопасного уровня температуры в топке, удалось реально минимизировать активность протекания процесса шлакования и перейти к разработке устойчивых эксплуатационных условий зажигания и организации горения различных топлив на котлах 1^й очереди ЧТЭЦ-2.

Одним из факторов, определяющих состояние факела на участке воспламенения с $\ell_{\text{ф}}$ и $T_{\text{ф}}$, является скоростной режим истечения из пылегазовоздушных сопел. Скорость истечения пылевоздушной смеси, исходя из опыта внедрения рассматриваемых систем, в проектах котлов 160 – 320 т/ч можно принимать $w_1 = 18 - 26$ м/с, а дожигающего воздуха $w_{\text{дож}} = (0,6 - 1,4) \cdot w_1$. Параметр $w_{\text{дож}} \leq 1,0 \cdot w_1$, отсутствующий в нормах [1], был реально использован при сжигании пыли угля ухудшенного качества на котлах БКЗ-210-140Ф, негативного влияния на протекание факельных процессов не оказывал. Максимальный эффект подавления активности образования NO_x достигается при коэффициенте избытка воздуха в пылевоздушном потоке $\alpha_1 = 0,4 - 0,8$. Значения $\alpha_1 \leq 0,4$ реализуются только при сжигании газа. При сжигании пыли со снижением α_1 снижается и показатель $T_{\text{ф}}$, однако при $\alpha_1 \leq 0,6$ начинает увеличиваться степень механического недожога как на участке $\ell_{\text{ф}}$, так и в конце зоны активного горения, на выходе из топки. Диапазоны $w_{\text{дож}}$ и α_1 весьма широки и могут быть реализованы в безопасных соотношениях при подаче в топку пыли с различными теплофизическими свойствами, в том числе кузнецких углей всех выше обозначенных марок.

Температурный и кислородный режимы пылевоздушной смеси определяются, как обычно, свойствами исходного угля [1, 15]. При высоком долевым выходе летучих веществ рекомендуется балластирование пылевоздушной смеси инертным агентом (дымовыми газами) как при ее производстве в мельницах, так и при подаче в топку [1]. При этом достаточность степени балластирования (степень газовой рециркуляции r) определяется, как правило, по содержанию кислорода

$$\text{O}_2 \leq 16 \% [1].$$

Учитывая наличие связи между схемой топливной загрузки горелочных устройств с характером тепловыделения, генерируемыми полями температуры и максимумами теплосодержания продуктов сгорания, в том числе перед ширмами, в проектах необходимо предусматривать превентивные меры по стабилизации тепловых параметров. Один из способов поддержания относительно равномерного распределения температуры в факеле – компенсация тепловыделения со

стороны отключаемых горелок. На котле БКЗ-210-140Ф с 4^{мя} фронтальными многофункциональными горелками, работающими в режимах рассредоточенного ввода реагентов в топку, это делается подключением в работу газоподсветочного устройства. Так, при работе на пыли 3^х горелок в 4^ю горелку, отключенную от пылесистемы, подается газ на подсветку; при работе на пыли 2^х горелок подсветку осуществляют уже через 2^е отключенные от пылесистемы горелки. При разработке проекта новой системы сжигания появляется возможность конструкторского оформления соответствующей компоновки горелок и мельниц, отключения которых будут не столь существенно влиять на характер полей тепловыделения и температуры, уровень неравномерности [21, 22].

Выводы

1. Разработана технология сжигания разнородного твердого топлива и природного газа в топках котлов с фронтальной компоновкой горелок.

2. При разработке технологии сжигания разнородного топлива с использованием многофункциональных горелок целесообразно ориентироваться на стабильные характеристики факела, особенно в зонах воспламенения и активного горения, задаваясь наперед минимальным диапазоном колебаний длины участка воспламенения $\ell_{\text{ф}}$ и местоположения максимальной температуры $T_{\text{ф}}$. Паспортные же характеристики котла должны иметь при этом гибкий диапазон паропроизводительности в зависимости от марки топлива.

3. Организация экзотермических процессов в топке относительно небольших размеров достаточно эффективно осуществляется рассредоточенным вводом реагентных потоков; регулированием длины $\ell_{\text{ф}}$ и местоположения $T_{\text{ф}}$ достигается минимизация выхода NO_x , прямых падающих тепловых потоков в направлении горелочных амбразур $q_{\text{пад}}$ и увеличение срока службы горелок $\tau_{\text{год}}$, рис. 3, 4.

4. Реконструкцию систем пылеприготовления, топочного и котлового оборудования следует также связывать с организацией постоянного распределения топливного агента по сечению топки, обеспечивающего относительно стабильные профили тепловыделения и температуры в зоне ее активного горения и выходном окне. Для эффективного управления процессами сжигания разнородных топлив необходимо предусматривать строгий входной контроль поступающего топлива, на основе которого осуществлять превентивную перенастройку оборудования.

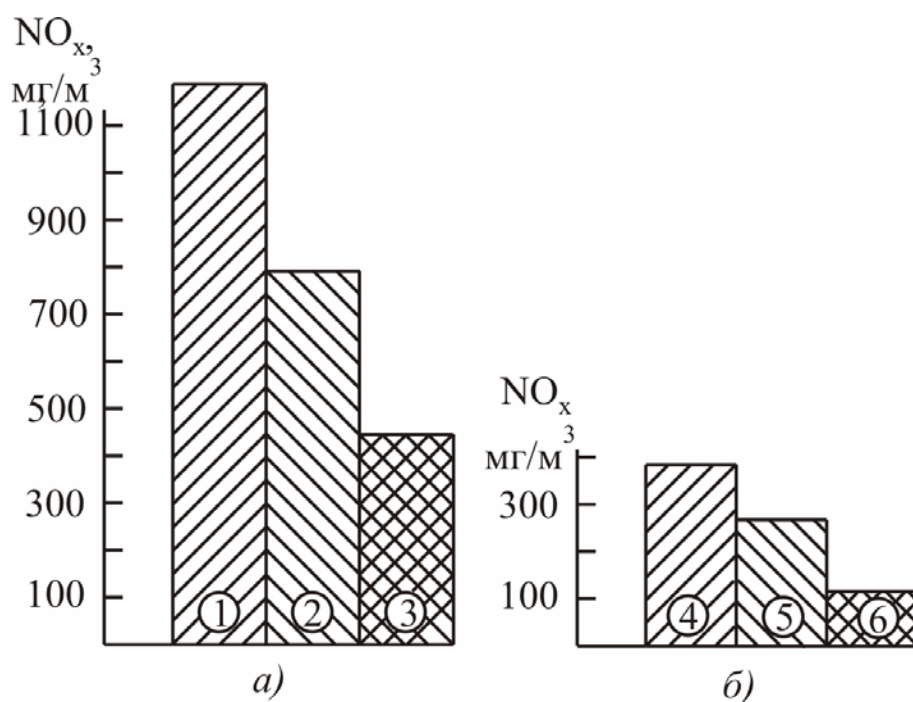


Рис. 4. Уровень концентрации оксидов азота в продуктах сгорания котлов БКЗ-210-140Ф ЧТЭЦ-2 (по результатам анализа ЮУрГУ-ИДЦ-ЧТЭЦ-2) [29]:

a – челябинский уголь, *б* – природный газ,
 1, 4 – вихревые горелки котлов 2^й очереди;
 2, 5 – прямоточные горелки с примыкающими
 гравитационными мельничными сепараторами (исходные
 горелки котлов 1^й очереди); 3, 6 – multifunctional горелки

Список литературы

1. Митор В. В. Проектирование топок с твердым шлакоудалением (дополнение к нормативному методу теплового расчета котельных агрегатов). Руководящие указания // В. В. Митор, Ю. Л. Маршак. – Л. : ВТИ-НПО ЦКТИ. – 1981. – Вып. 42. – 118 с.
2. Бабий В. И. Горение угольной пыли и расчет пылеугольного факела / В. И. Бабий, Ю. Ф. Куваев. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 210 с.
3. Лужнев М. И. Освоение и исследование головного блока 500МВт Троицкой ГРЭС на экибастузском угле / М. И. Лужнев, О. Н. Дегтев // Труды ВТИ. – Челябинск : Южно-Уральское книжное издательство. – 1980. – Вып.24.
4. Сжигание низкорекреационных углей переменного качества в топках мощных блоков / [И. Н. Шницер, Л. К. Соловьев, О. Т. Плаксин и др.] // Энергетика и электрификация. – 1981. – № 1. – С. 12–14.

5. Капельсон Л. М. Сжигание АШ и смеси АШ с газом в топке котла ТП-80 / Л. М. Капельсон, В. И. Архипов, И. В. Ярцева // Теплоэнергетика. – 1968. – № 2. – С. 15–19.
6. Шницер И. Н. Исследование процесса горения антрацитового штыба и его смеси с газом в топочной камере котла ТП-100 / И. Н. Шницер, И. А. Авдеев, А. Т. Мовчан // Электрические станции. – 1972. – № 7. – С. 22–25.
7. Шницер И. Н. Сжигание антрацита ухудшенного качества и смеси АШ с мазутом в топке котла ТПП-210А / И. Н. Шницер, Л. К. Соловьев, О. Т. Плаксин // Электрические станции. – 1980. – № 6. – С. 21–26.
8. Сжигание смеси непроектного антрацита с газом в топке котла ТПП-210 / [И. Н. Шницер, Л. К. Соловьев, О. К. Грицанюк и др.] // Электрические станции. – 1986. – № 5. – С. 32–37.
9. Шагалова С. Л. Сжигание твердого топлива в топках парогенераторов / С. Л. Шагалова, И. Н. Шницер. – Л. : Энергия, 1976. – 146 с.
10. Шницер И. Н. Работа пылегазовой горелки с промежуточной подачей газа / И. Н. Шницер, Ю. И. Шаповалов, В. П. Мережко // Энергомашиностроение. – 1974. – № 1. – С. 24–26.
11. Сжигание АШ при подаче природного газа в сбросные горелки ТПП-210А / [Л. В. Голышев, В. Л. Белоцерковский, Н. Н. Красноштан, Ю. Ф. Потапенко] // Электрические станции. – 1983. – № 8. – С. 14–16.
12. Шницер И. Н. Образование и снижение содержания окислов азота в пылеугольных котлах / И. Н. Шницер, В. В. Литовкин. – Киев : Техника, 1986. – 224 с.
13. Кошман В. И. Сжигание природного газа в топочной камере котла ТПП-312 с реконструированными горелками / В. И. Кошман, В. И. Братков, А. Г. Липник // Энергетика и электрификация. – 1985. – № 3. – С. 22–24.
14. Анализ эффективности сжигания природного газа и бурого угля ухудшенного качества на котлах БКЗ-210-140Ф Челябинской ТЭЦ-2 / В.В. Осинцев, Г.Ф. Кузнецов, В.В. Петров, М.П. Сухарев // Электрические станции. – 2001. – №6. – С.26–34.
15. Матвеева И. И. Энергетическое топливо СССР (Ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий природный газ). Справочник / [И. И. Матвеева, Н. В. Новицкий, В. С. Вдовченко и др.] – М. : Энергия, 1979. – 128 с.
16. Тепловой расчет котельных агрегатов. (Нормативный метод). Под ред. Кузнецова Н. В. – М.-Л. : Энергия, 1973. – 256 с.
17. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. – [3-е изд]. – СПб. : НПО ЦКТИ-ВТИ, 1998. – 257 с.

18. Анализ результатов опытного сжигания высокорекреационного бурого угля на котле БКЗ-210-140Ф / [В. В. Осинцев, Г. Ф. Кузнецов, В. В. Петров, М. П. Сухарев] // Теплоэнергетика. – 2003. – № 8. – С. 27–31.
19. Особенности и организация факельного процесса в топке с многофункциональными горелками / [В. В. Осинцев, Г. Ф. Кузнецов, В. В. Петров, М. П. Сухарев] // Электрические станции. – 2002. – № 11. – С. 14–19.
20. Управление тепловой структурой факела в топках котлов БКЗ-210-140Ф с одноярусной фронтальной компоновкой многофункциональных горелок при сжигании разнородного топлива / [В. В. Осинцев, М. П. Сухарев, Е. В. Торопов, К. В. Осинцев] // Теплоэнергетика. – 2005. – № 9. – С. 14–23.
21. Осинцев В. В. Анализ тепловых неравномерностей газов в топках парогенераторов / В. В. Осинцев, В. В. Осинцев // Научные труды «Повышение эффективности и надежности работы парогенераторов». – М. : МЭИ. – 1983. – Вып. 15. – С. 80–86.
22. Совершенствование методов снижения температурных неравномерностей в топках с фронтальной компоновкой горелок / [В. В. Осинцев, В. В. Осинцев, А. М. Хидиятов и др.] // Теплоэнергетика. – 1990. – № 4. – С. 23–30.
23. Осинцев В. В. Аэродинамика и температурные поля газопылеугольных котлов / В. В. Осинцев // Теплоэнергетика. – 1989. – № 11. – С. 46–49.
24. Осинцев К. В. Расчет характеристик начального участка полидисперсного факела при фронтальном прямоточном вводе реагентов в топку / К. В. Осинцев // Тепловые процессы в технике. – 2009. – № 9. – Том 1. – С. 379–382.
25. Осинцев К. В. Способ снижения теплового потока в направлении горелочных амбразур / К. В. Осинцев // Электрические станции. – 2009. – № 11. – С. 13–17.
26. Осинцев К. В. Повышение надежности топки и дымоотводящих элементов котла Бабкок-Вилькокс при сжигании природного газа в подовых щелевых горелках / К. В. Осинцев // Теплоэнергетика. – № 4. – 2010. – С. 2–8.
27. Организация факельного сжигания низкосортного твердого топлива и природного газа в топках котлов с фронтальной компоновкой горелок / [В. В. Осинцев, М. П. Сухарев, Е. В. Торопов, К. В. Осинцев]. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 150 с.
28. Осинцев К. В. Совершенствование технологии факельного сжигания разнородных твердых топлив и природного газа в топках котлов с фронтальным размещением горелок : дис....канд. техн. наук / К. В. Осинцев. – Екб., 2009. – 211 с.

29. Пат. 2309332 РФ, МПК⁵¹, С 1 F23D 17/00. Многофункциональная горелка / Осинцев В. В., Кузнецов Г. Ф., Сухарев М. П., Криницын Г. К., Мудрых Б. А., Стародубцев В. В., Осинцев К. В. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет». – № 2006121028/06 ; заявл. 13.06.06 ; опубл. 27.10.2007, Бюл. № 30. – 9 с. : 5 ил.

30. Пат. 2306484 РФ, МПК⁵¹, С 1 F23D 17/00, F23C 1/12. Способ работы многофункциональной горелки / Осинцев В. В., Кузнецов Г. Ф., Сухарев М. П., Криницын Г. К., Мудрых Б. А., Стародубцев В. В., Осинцев К. В. ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет». – № 2006121067/06 ; заявл. 13.06.06 ; опубл. 20.09.2007 , Бюл. № 26. – 6 с.: 10 ил.

Рукопись поступила 15.02.2010 г.

УДК 621.01.216

Павленко А.М. — д.т.н., проф., декан энергетического факультета
Днепропетровского государственного технического университета (ДГТУ)

Климов Р.А. — к.т.н., доц., ДГТУ

ПРОЦЕССЫ ОБРАЗОВАНИЯ КОНГЛОМЕРАТА КАПЕЛЬ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ ПРИ ЗАКИПАНИИ ЭМУЛЬСИЙ

В данной работе предложена методика расчета параметров закипающих частиц дисперсной фазы эмульсии при их слиянии и дальнейшем образовании конгломерата. Разработанная модель слияния капель эмульсии позволяет получить общую картину изменения параметров частиц эмульсии и, совместно с моделями дробления и перемещения, описать процессы, происходящие при закипании водной фазы эмульсии. Путем математического моделирования, включающего тепловую, гидродинамическую и геометрическую задачи по начальным параметрам отдельных частиц в момент слияния двух наиболее близко расположенных капель эмульсии типа вода-масло при контакте их внешних поверхностей определяются конечные параметры образующегося конгломерата, а также появляется возможность рассмотрения использования процессов дробления отдельных компонент.

Ключевые слова: эмульсия, закипание, дробление, ускорение, неустойчивость, тепловой поток.

Сложные и разнообразные физико-химические явления, определяющие устойчивость тонких разделяющих пленок жидкости и структуру двухфазных потоков, в настоящий момент времени остаются до конца не изученными. В количественном отношении этот вопрос рассмотрен в теории ДЛФО (Дерягин, Ландау, Фервей, Овербек) [1, 2]. По этой теории устойчивость дисперсных систем определяется действием электростатических сил отталкивания ионных зарядов в электролите и Ван-дер-Ваальсовых сил молекулярного притяжения. Силы притяжения обуславливают дестабилизирующий эффект, который приводит к коагуляции частиц. Кулоновские силы отталкивания обеспечивают стабилизирующий эффект в области относительно больших значений межпузырьковых расстояний. Данные силы имеют наибольшее влияние при межпузырьковых расстояниях порядка $10^{-9} \div 10^{-7}$ м, при этом важно знать, каким потенциалом обладает ПАВ

[1]. Как видно, расстояния действия данных сил достаточно малы, и эти силы остаются еще более неопределенными при разных радиусах взаимодействующих частиц, т.к. вся теория разработана для двух частиц одинакового размера. Это все показывает на то, что данные силы для больших расстояний можно не учитывать.

В процессах вскипания эмульсий типа вода-масло в результате резкого сброса давления происходит образование паровой прослойки на границе раздела фаз масло-вода. Увеличение парового объема (рост радиуса границы раздела масло-пар) для капель различных размеров происходит при свойственных каждой частице в определенный момент времени параметрах. При слиянии капель в конгломерат происходит усреднение параметров, а следствием является появление более крупной капли со своими скоростями и ускорениями роста. Поэтому рассмотрение данных процессов объединения закипающих частиц играет достаточно большую роль в определении конечного размера раздробленных частиц дисперсной фазы, а сам процесс является неотъемлемой частью как вскипания, так и перемещения, и последующего дробления капель. Целью статьи является теоретическое изучение процесса слияния капель дисперсной фазы эмульсионных сред на основе экспериментальных данных, полученных путем определения конечных параметров образующегося конгломерата по первоначальным параметрам отдельных частиц.

Постановка задачи

Рассмотрим две частицы разного размера, которые сливаются друг с другом, и определим параметры образующейся частицы.

Суммарные объем и масса воды после слияния:

$$V_{\Sigma} = \sum_{i=1}^2 \frac{4}{3} \pi R_{1i}^3, \quad m_{\Sigma} = V_{\Sigma} \rho_{\Sigma}, \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

где R_1 – радиус капли воды.

Для определения температуры воды, образующейся частицы, определим средние температуры по сечению капель воды исходных частиц. При известном числе расчетных делений сечения капли воды и известных температурах в каждом слое из данных делений, средняя температура объема воды каждой исходной частицы определится выражением:

$$t_{sr_i} = \frac{\sum_{n=1}^{N_i} t_{n_i}}{N_i}, \quad (2)$$

где N_i – число делений данного сечения объема воды частицы.

Тогда средняя температура, образующегося объема воды, в предположении равенства теплоемкостей, определится из уравнения теплового баланса:

$$t_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^2 m_{\varepsilon_i} t_{sr_i}}{m_{\varepsilon\Sigma}}. \quad (3)$$

Суммарный объем воды определяет радиус образующейся капли воды:

$$R_1 = \left(\frac{3}{4\pi} V_{\varepsilon\Sigma} \right)^{1/3}. \quad (4)$$

Уравнения (1) – (4) определяют образующиеся значения радиуса капли воды и температуры данного объема. Для дальнейшего расчета принимаем температуру по сечению капли воды, равной средней t_{sr} . Данное предположение основано на факте полного взаимного перемешивания двух объемов воды, в результате чего их температура определится значением t_{sr} .

Массу пара в каждой частице можно определить с помощью модели [3]. Тогда суммарные объем и масса пара равны:

$$V_{n\Sigma} = \frac{4}{3} \pi \sum_{i=1}^2 (R_{2i}^3 - R_{1i}^3), \quad m_{n\Sigma} = \sum_{i=1}^2 m_{n_i}, \quad (5)$$

где R_2 – радиус границы раздела масло-пар.

Суммарный объем пара, совместно с известным радиусом R_1 , определяют общий радиус образующейся капли эмульсии:

$$R_2 = \left(\frac{3}{4\pi} V_{n\Sigma} + R_1^3 \right)^{1/3}. \quad (6)$$

Плотность пара образующейся капли:

$$\rho_n = m_{n\Sigma} / V_{n\Sigma}. \quad (7)$$

Температура пара новой капли определяется из уравнения теплового баланса в предположении того, что температуры пара исходных объемов постоянны по их сечению. Тогда:

$$t_n = \frac{\sum_{i=1}^2 m_{n_i} t_{n_i}}{m_{n\Sigma}}. \quad (8)$$

По известным температуре и плотности пара можно определить давление пара. Уравнения (5) – (8) определяют общий радиус новой частицы, а также ее термодинамическое состояние.

Количество теплоты, поступающей от масла к пару, определим из теплового баланса при известных исходных значениях H [3] каждой из частиц. Тогда:

$$H = H_1 + H_2. \quad (9)$$

Полученное количество теплоты позволяет определить глубину проникания и новое значение теплового потока Q_m , поступающего от масла к пару [3].

Для определения скорости движения границы раздела масло-пар w_2 сложим кинетические энергии движения данных границ каждой из исходных частиц. Кинетическая энергия каждой частицы определяется выражением [4]:

$$E_{k_i} = \frac{1}{2} \rho_m \int_{R_{2i}}^{\infty} 4\pi w^2 r^2 dr = 2\pi \rho_m w_{2i}^2 R_{2i}^3, \quad (10)$$

или в данном случае:

$$E_{k_i} = 2\pi \rho_m |w_{2i}| w_{2i} R_{2i}^3, \quad i = 1, 2. \quad (11)$$

Тогда скорость w_2 равна:

$$w_2 = h \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^2 E_{k_i}}{R_2^3}}, \quad h = \begin{cases} 1, \sum E_{k_i} > 0; \\ -1, \sum E_{k_i} < 0. \end{cases} \quad (12)$$

Координаты центра новой капли найдем из соотношения сил без учета ускорения капель:

$$d(x, y)' = \left(\frac{m_{e2} + m_{n2}}{(m_{e1} + m_{n1}) + (m_{e2} + m_{n2})} \right) d(x, y), \quad (13)$$

где $d(x, y)'$ – расстояние от центра капли 1 до центра новой капли;
 $d(x, y)$ – расстояние от центра капли 1 до центра капли 2.

Введем обозначение:

$$M = \frac{m_{e2} + m_{n2}}{(m_{e1} + m_{n1}) + (m_{e2} + m_{n2})} = \frac{m_{en2}}{\sum_{i=1}^2 m_{en_i}}. \quad (14)$$

Тогда с учетом рассмотрения геометрической теории подобия треугольников получим координаты центра новой капли:

$$x = (x_2 - x_1)M + x_1, \quad y = (y_2 - y_1)M + y_1. \quad (15)$$

Проекции вектора скорости движения образовавшейся капли на оси x и y определим, используя теорему импульсов:

$$w_{kx} = \frac{\sum_{i=1}^2 m_{en_i} w_{k_i} \sin \gamma_i}{\sum_{i=1}^2 m_{en_i}}; \quad w_{ky} = \frac{\sum_{i=1}^2 m_{en_i} w_{k_i} \cos \gamma_i}{\sum_{i=1}^2 m_{en_i}}, \quad (16)$$

где угол γ_i определяется по методу, изложенному в [5].

Тогда скорость движения образовавшейся капли равна:

$$w_k = \sqrt{w_{kx}^2 + w_{ky}^2}. \quad (17)$$

Таким образом, уравнения (1) – (17) позволяют определить параметры новообразованной капли.

Результаты расчетов

Проводим расчеты для модели представленной на рисунке 1 в соответствии с уравнениями [3] при $t_0 = 105^\circ\text{C}$ с учетом сил, которые могут вызвать неустойчивость, сил, вызывающих перемещение, т.е. с учетом смещения по осям, а также с учетом слияния капель. Считаем, что если капля раздроблена, либо слилась с другой, то нумерацию капель уменьшаем на единицу, начиная с номера капли, которая раздроблена, либо с наименьшего из номеров капель, которые слились. Как показали расчеты [3], капля № 2 будет раздроблена в начальный момент времени, поэтому № 2 будет № 3 и т.д.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2–4.

На данных рисунках четко видны моменты слияния капель: сначала № 2 с № 3, далее № 4 с № 5, потом № 2 с № 4 и т.д. В момент слияния двух капель, после образования новой капли, ускорение границы раздела масло-пар (рис. 2б) скачкообразно возрастает, что объясняется резким снижением силы Лапласа, которая входит в уравнение Релея-Плессета, из-за резкого увеличения радиуса границы раздела. Как видно из рис. 3б, основной термодинамический параметр (давление p) в момент слияния определяется значениями между двумя первоначально существующими.

Тепловой поток от масла к пару может иметь результирующее значение как между двумя исходными, так и выше наибольшего из исходных (рис. 4), что можно объяснить определяющим значением радиуса образовавшейся частицы. Например, для $\tau \approx 6 \cdot 10^{-5} \text{ с}$ при слиянии капель № 4 и № 5 относительное увеличение радиуса наибольшее, и, как следствие, возросший над первоначальными тепловой поток.

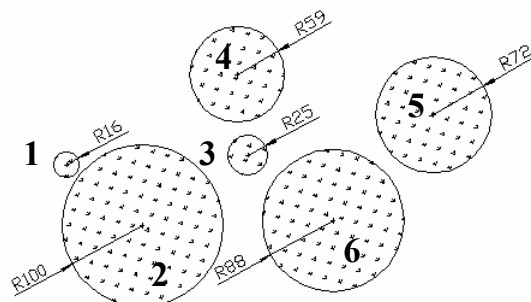


Рис. 1. К расчетной модели слияния капель дисперсной фазы эмульсии (характерные размеры в микронах)

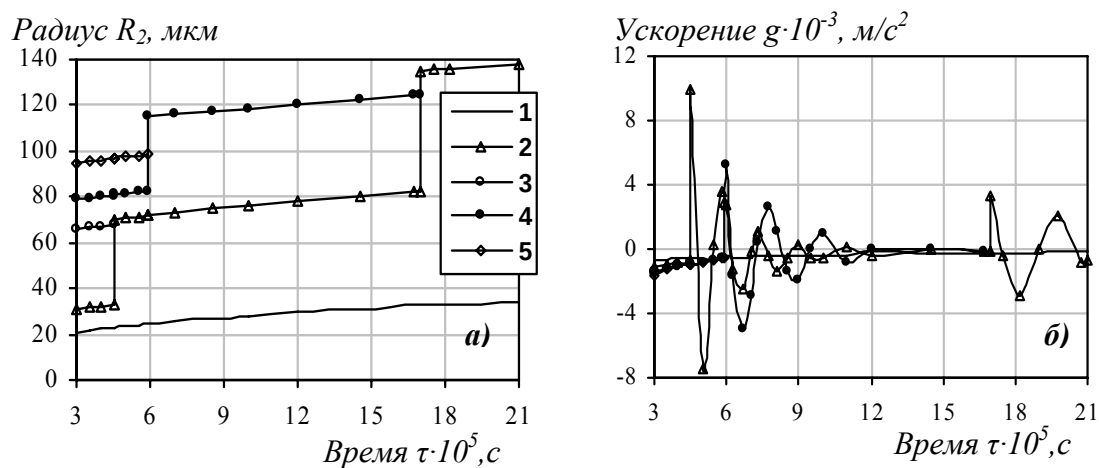


Рис. 2. Изменение радиуса капли (а) и ускорения границы раздела масло-пар (б) при слиянии капель во времени в результате образования конгломерата

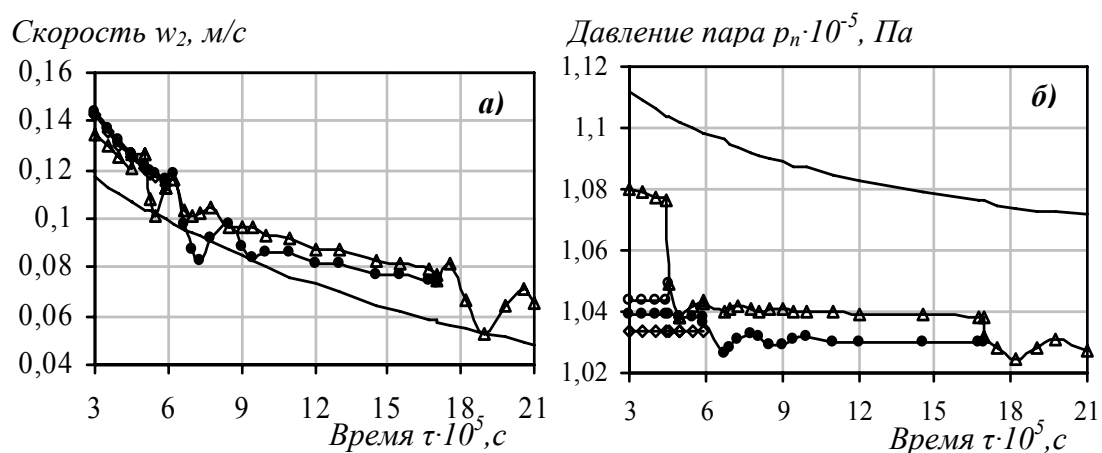


Рис. 3. Изменение скорости границы раздела масло-пар (а) и давления пара (б) при слиянии капель во времени (обозначения из рис. 2)

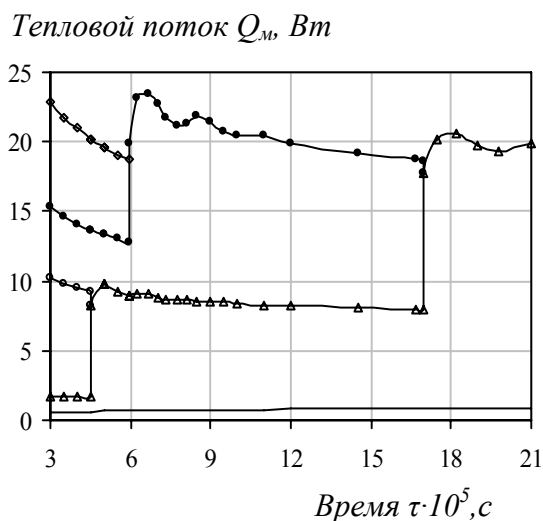


Рис. 4. Изменение во времени теплового потока от масла к пару при слиянии капель (обозначения из рис. 2)

Описанное выше увеличение ускорения и его осцилляции в дальнейшем приводят к соответствующим осцилляциям скорости w_2 (рис. 3а). Эти резкие изменения значений ускорения и скорости могут также служить причиной гидродинамической неустойчивости соседних капель. Но в данном случае, как показал расчет, величины данных сил, вызванных g и w , недостаточны для дробления близлежащих капель. Осцилляции ускорения и скорости носят затухающий характер и, как видно из рисунка 2, 3, с увеличением времени при дальнейшем слиянии капель амплитудные значения данных параметров уменьшаются, что является следствием как увеличения размера образующейся капли, так и снижения общего давления в системе по рисунку 3б. Соответствующее резкое увеличение скорости w_2 приводит к снижению значений p_n и наоборот. Тепловой поток изменяется обратно пропорционально температуре пара.

Выводы

В статье изучены процессы слияния капель дисперсной фазы эмульсионных сред путем математического моделирования с целью определения конечных параметров образующегося конгломерата по первоначальным параметрам отдельных частиц. Разработанная модель слияния капель эмульсии позволяет получить общую картину изменения параметров капель эмульсии и, совместно с моделями дробления и перемещения, описать процессы, происходящие при закипании водной фазы эмульсии. Допущение о малости сил электростатического отталкивания и Ван-дер-Ваальсовых сил притяжения, а также их исключения из рассмотрения на последних стадиях переме-

щения капель до момента их встречи, является вполне оправданным из-за их полной неопределенности для капель разного размера. Конечно, сделанное предположение о том, что капли мгновенно сливаются, приводит к несколько неверным результатам, но вопрос о времени слияния двух капель разного размера также остается открытым. Время слияния двух капель разного размера, рассчитанное по среднему радиусу и методике [6], равно $\Delta\tau \approx 10^{-7} \text{ с}$, что практически совпадает с шагом расчета. Возможен также и другой вариант схемы закипания, при котором капли не сливаются, а растут, взаимодействуя друг с другом, в том случае, если стабилизирующий эффект от ПАВ достаточно велик. Но также может существовать и комбинация данных схем. В целом же любая схема рассмотрения приведет к тепловому равновесию, как если рассматривать слияние, так и если изучать тепловой контакт. Поэтому данная методика расчета закипания эмульсий является вполне приемлемой.

Список литературы

1. Шерман Ф. Эмульсии / Шерман Ф. – Л. : Химия, 1972. – 312 с.
2. Солодов А.П. Гравитационные пузырьковые течения / А. П. Солодов // Теплоэнергетика. – 2002. – № 8. – С. 59-64.
3. Павленко А. М. Кинетика испарения в процессах гомогенизации / А. М. Павленко, Р. А. Климов, Б. И. Басок // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28. – № 6. – С. 14-20.
4. Толубинский В. И. Теплообмен при кипении / В. И. Толубинский. – К. : Наукова думка, 1980. – 316 с.
5. Павленко А.М., Климов Р.А. Перемещение капель дисперсной фазы при вскипании эмульсий / А. М. Павленко, Р. А. Климов// Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск : НМетАУ, 2007. – С. 203-210.
6. Накорчевский А. И. Гидродинамика и тепломассоперенос в гетерогенных системах и пульсирующих потоках / А. И. Накорчевский, Б. И. Басок. – К. : Наукова думка, 2001. – 348 с.

Рукопись поступила 01.10.2009 г.

УДК 658.264

Титар С.С. — к.т.н., проф., Одеський національний політехнічний університет (ОНПУ)

Климчук О.А. — к.т.н., доц., ОНПУ

Лужанська А.В. — к.т.н., доц., ОНПУ

АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ СХЕМ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОГО ТЕПЛА ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ ПОТРЕБ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Розглянуто двоступеневі схеми приготування гарячої води, з використанням тепла конденсації холодильної машини системи кондиціювання. У першому випадку розглядається теплопостачання системи гарячого водопостачання при розрахунку на максимальне споживання води. У другому випадку представлена система теплопостачання з єдиним баком-акумулятором для 1-го та 2-го ступенів, при цьому теплообмінні апарати розраховані на середньогодинну витрату гарячої води. У третьому випадку для підвищення ефективності використання тепла конденсації холодоагенту кожен із ступенів системи гарячого водопостачання має свій бак акумулятор. У всіх представлених випадках теплопостачання 1-го ступеня здійснюється від конденсатору холодильної машини, а 2-го ступеня – від традиційної системи теплопостачання. Проведено аналіз ефективності представлених схем та показано економію палива за рахунок використання тепла конденсації холодоагенту.

Ключові слова: рекуперація, утилізація тепла, теплопостачання будівлі.

В наш час коли питання економії енергоресурсів стає досить гострим, впровадження систем, спрямованих на використання відновлювальних енергоресурсів, веде до скорочення споживання природного палива. Але досить часто замовники відмовляються від енергозберігаючих технологій, мотивуючи це значними капіталовкладеннями на перших порах будівництва, а також відсутністю вільних приміщень та територій під розташування обладнання. Для переконання необхідно на першій стадії проектування проводити досить глибоке техніко-економічне обґрунтовування проекту із аналізом різноманітних варіантів енергозберігаючих технологій. На стадії ТЕО необхідно визначити собівартість і термін окупності різних варіантів, як правило, це не робиться і все закінчується одним, максимум двома варіантами.

Одним із вторинних джерел теплопостачання є системи кондиціонування повітря та холодильні установки з водяним охолодженням конденсатору. Теплоносії, отримані таким чином, як правило, мають досить низький тепловий потенціал, але можуть застосовуватись для потреб опалення типу «тепла підлога» та гарячого водопостачання.

Метою представленої роботи є аналіз різних систем гарячого водопостачання (ГВП), та визначення переваг і недоліків кожної з них. А також обрання оптимальної схеми з точки зору утилізації теплоти конденсації холодоагенту.

У більшості холодильних установок температура води на виході із конденсатору на перевищує $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, а враховуючі теплові втрати на магістралі і необхідний температурний напір у теплообміннику вона не здатна нагріти до потрібної температури гарячу воду ($55 - 60\text{ }^{\circ}\text{C}$). Існують різні схеми підготовки гарячої води, як правило, вони складаються з двох ступенів нагріву ГВП: перша ступінь використовує низько потенційне тепло, а друга догріває воду за рахунок системи теплопостачання.

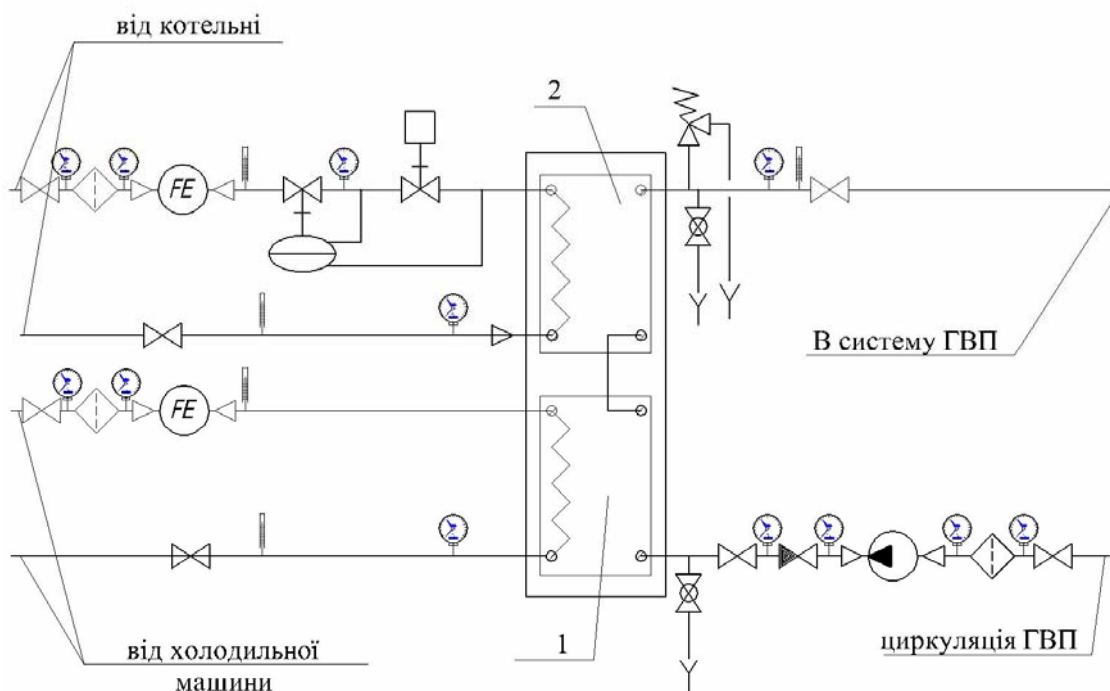


Рис. 1. Принципова теплова схема підігріву води на потреби ГВП з використанням рекуперації теплоти конденсатора холодильної машини:
1 – теплообмінник 1-го ступеня системи ГВП;
2 – теплообмінник 2-го ступеня системи ГВП

При використанні схеми підігріву води за допомогою 1-го та 2-го ступенів нагріву (рис. 1) в першому теплообміннику холодна вода підігрівається до температури $45 - 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ за рахунок утилізаційного тепла конденсації холодоагенту, і догрівається в другому теплообміннику

до потрібної температури (55 – 60 °С) за рахунок тепла від основного джерела теплопостачання. При цьому в годину максимального споживання гарячої води основне теплове навантаження лягає на теплообмінник 1-го ступеня.

Але в інший період часу якщо застосовується циркуляція гарячої води, ефективність роботи 1-го ступеня підігріву значно спадає. Також слід відзначити, що для житлових будівель теплообмінники 1-го та 2-го ступенів нагріву гарячої води при застосуванні даної схеми необхідно буде розраховувати на годину максимального споживання гарячої води, це приведе до підвищення первинних капіталовкладень у тепловий пункт, та зниження ефективності використання теплопередаючої поверхні апаратів в інший період роботи.

Для рівномірної роботи системи ГВП з використанням рекуперації тепла конденсації застосовують схеми з баками-акумуляторами гарячої води (рис. 2).

При такій схемі теплообмінники 1-го та 2-го ступенів підігріву гарячої води розраховуються на середньо-годинне споживання. А в годину максимального споживання зростання витрати покриває об'єм води, що знаходиться у баку-акумуляторі. При цьому об'єм бака можна визначити за формулою [1]:

$$V = (Q_{hr \max} - Q_{hr}) \tau, \quad (1)$$

де $Q_{hr \max}$ – витрата гарячої води у годину максимального споживання, м³/год; Q_{hr} – витрата гарячої води у годину середнього споживання, м³/год; τ – період часу максимального споживання гарячої води (в розрахунках, досить часто приймається 1 год).

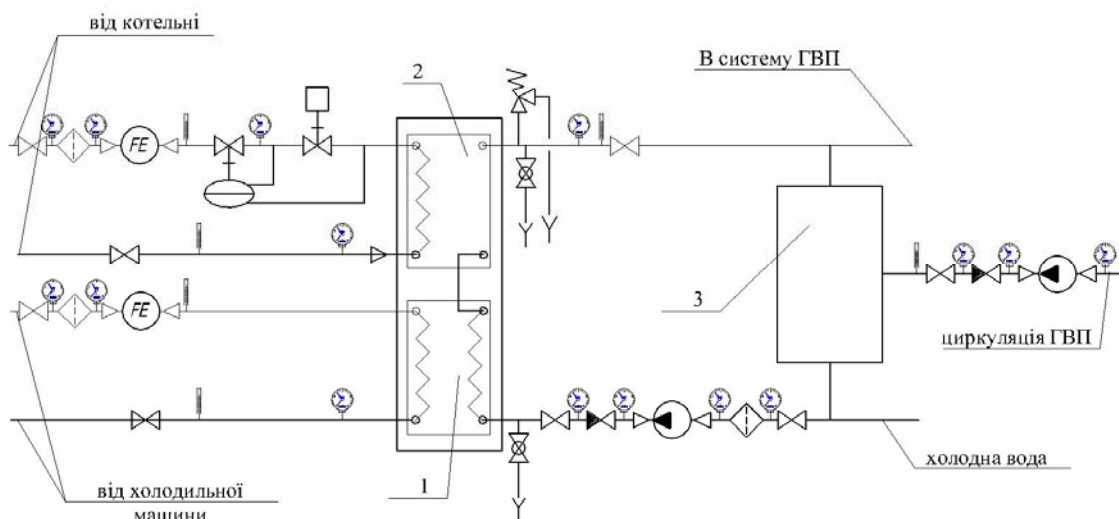


Рис. 2. Принципова теплова схема підігріву води на потреби ГВП з використанням баку-акумулятора гарячої води:
1 – теплообмінник 1-го ступеня системи ГВП;
2 – теплообмінник 2-го ступеня системи ГВП;
3 – бак акумулятор гарячої води

Перевагою даної схеми є зменшення поверхні нагріву теплообмінних апаратів, але в період незначного споживання гарячої води ефективність утилізації теплоти конденсації холодоагентів знову буде низьке.

Для підвищення ефективності використання тепла рекуперації пропонується схема, в якій кожен теплообмінний апарат має свій бак-акумулятор (рис. 3). При такій схемі підігрівач води 1-го ступеня буде працювати у визначеному діапазоні температур (10 – 50 °С) і віддавати тепло конденсації на приготування гарячої води.

Бак-акумулятор другого теплообмінника буде покривати різницю споживання гарячої води в годину найбільшого споживання для іншого періоду. Також в представленій схемі передбачена можливість використання теплообмінника 1-го ступеня для зимового періоду.

Об'єм вказаних баків визначається аналогічно.

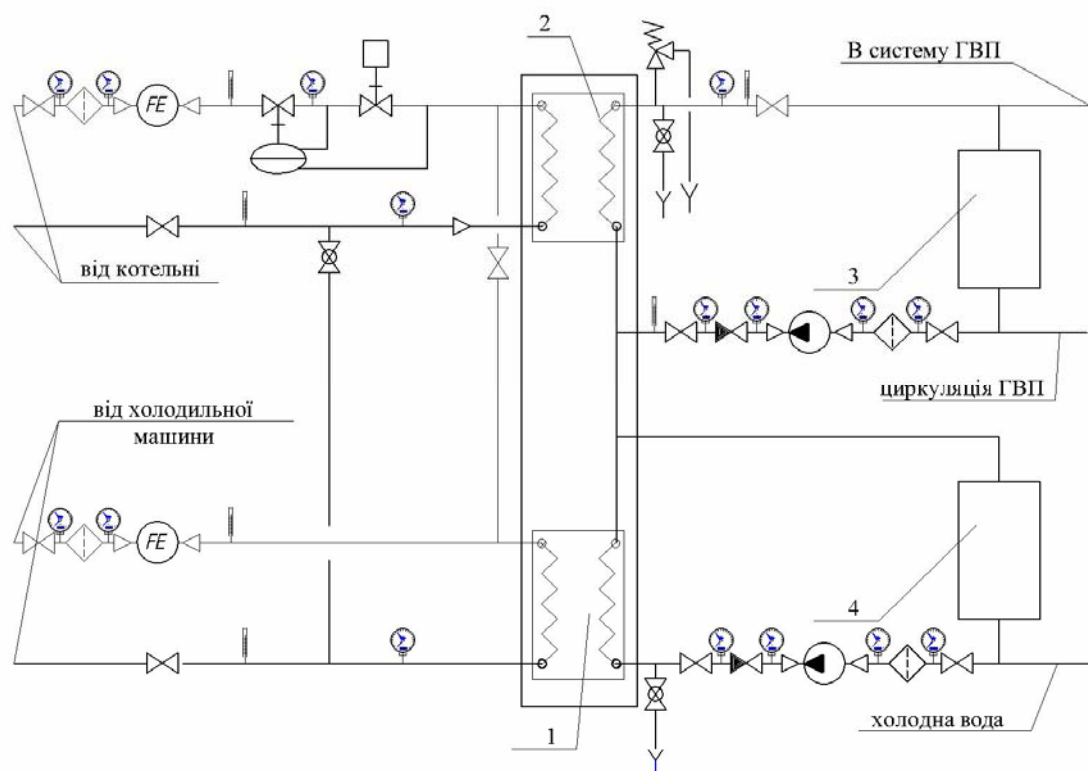


Рис. 3. Принципова теплова схема підігріву води на потреби ГВП з використанням 2-х баків-акумуляторів гарячої води:

- 1 – теплообмінник 1-го ступенів системи ГВП;
- 2 – теплообмінник 2-го ступенів системи ГВП;
- 3 – бак-акумулятор гарячої води теплообмінника 2-го ступеня;
- 4 – бак-акумулятор гарячої води теплообмінника 1-го ступеня

Для порівняння ефективності роботи представлених схем ГВП та оцінки ефективності використання теплоти конденсації холодильних машин розглянемо розроблений проект інженерних систем готелю у

місті Севастопіль при наступних вихідних даних: корисна площа готелю 14300 м², кількість відвідувачів – 200 чоловік, система кондиціонування типу «чиллер – фенкойл» з водяним охолодженням конденсатору. Потужність чиллеру по охолодженню – 1,1 МВт. Максимальна годинна витрата гарячої води (згідно СНіП 2.04.01.85) складає 5,8 м³/год; середньогодинна витрата гарячої води – 3,6 м³/год. Добова витрата гарячої води 36 м³.

Визначення теплопродуктивності теплообмінного апарату визначаємо за формулою [1]:

$$Q_{hr}^h = 1,16 q_{hr}^h (55 - t^c) + Q^{ht}, \quad (2)$$

де q_{hr}^h – витрата гарячої води за годинну максимального споживання, м³/год; 55 – температура гарячої води на виході з теплового пункту, °С; Q^{ht} – доля втрат теплоти у внутрішніх мережах водопроводу.

Результати зводимо в таблицю 1.

Таблиця 1

Результати розрахунків теплової потужності теплообмінників, кВт

Номер схеми	Перша схема	Друга схема	Третя схема
1 ступінь ГВП	270	168	168
2 ступінь ГВП	387	240	72

Об'єм бака-акумулятора для потреб ГВП з урахуванням акумуляції тепла у день складе:

$$V = (5,8 - 3,6) \cdot 2 = 4,4 \text{ м}^3,$$

де 2 – тривалість використання максимального споживання гарячої води у ранкові та вечірні години, год.

Як видно з порівняльних розрахунків, 3-я схема є найбільш економічною з точки зору утилізації тепла конденсації холодоагенту.

Загальна економія теплоти за рахунок використання рекуперації тепла конденсатору на добу складе:

$$Q = 36 \cdot 4,19 \cdot 980 \cdot (50 - 15) = 5,17 \text{ ГДж/доб},$$

де 36 – розрахункове споживання гарячої води за добу, м³.

При використанні в якості палива природного газу з теплою згоряння 33 000 кДж/м³ економія палива за добу складе:

$$V_{ГВП} = 5170000 / (33\,000 \cdot 0,95) = 164,91 \text{ м}^3/\text{доб}.$$

При використанні теплоти рекуперації для системи опалення «тепла підлога» для ванних кімнат загальною площею 1300 м² тепла потужність складе:

$$Q = 1300 \cdot 11 \cdot 5 = 71,5 \text{ кВт}.$$

Економія теплоти на опалення системи «тепла підлога» за добу складе:

$$Q = 71500 \cdot 24 \cdot 3600 = 6,18 \text{ ГДж тепла}.$$

При використанні в якості палива природного газу економія палива за добу складе:

$$V_{\text{тп}} = 61800000 / 33\,000 / 0,95 = 197,13 \text{ м}^3/\text{доб.}$$

Економія палива за сезон становить:

$$V_{\Sigma} = 120 (164,91 + 197,13) = 43444,8 \text{ м}^3/\text{сезон},$$

де 120 – кількість днів літнього сезону (враховуючи частку травня та вересня).

Як видно з розрахунків, застосування третьої схеми ГВП дозволяє зменшити поверхню теплообмінних апаратів та вирівняти впродовж доби навантаження систем тепlopостачання; використання тепла конденсації холодильних машин дозволяє значною мірою скоротити споживання природного палива у літній період, але слід зазначити, що більша частина тепла конденсації викидається у навколишнє середовище:

$$Q_k = 1,1 \cdot 1,3 \cdot 13 \cdot 3600 \cdot 0,7 = 46,8 \text{ ГДж/доб.},$$

де 1,1 – холодильна потужність холодильної установки, МВт; 1,3 – коефіцієнт, що враховує частку теплоти компресору холодильної машини; 13 – кількість годин роботи у світовий день та перші часи вечору, год; 0,7 – поправочний коефіцієнт, що враховує нерівномірність потужності впродовж доби.

При цьому корисно використовується лише 11,35 ГДж теплоти, що складає приблизно 25 %. Більш ефективна утилізація тепла конденсації можлива при тепlopостачанні споживачів низько потенційним теплом (наприклад, басейнів) або застосуванні значних ємностей для акумуляції та використання теплоти у інші періоди року.

Список літератури

1. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий / Государственный комитет СССР по делам строительства.
2. Титар С. С. Системи енергопостачання промислових підприємств / Титар С.С. – Одеса : АО Бахва, 2002. – 368 с.

Рукопис надійшов 16.02.2010 р.

УДК 536.24:631.371

Ткаченко С.Й. — д.т.н., проф., зав. каф. теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет (ВНТУ)

Пішеніна Н.В. — аспірант, каф. теплоенергетики, ВНТУ

Резидент Н.В. — к.т.н., викладач, каф. теплоенергетики, ВНТУ

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВОГО МЕТОДУ

Проведено удосконалення розрахункової частини експериментально-розрахункового методу для визначення інтенсивності теплообміну між металевою стінкою і рідинами з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям. В результаті удосконалення з'являється можливість більш коректного вибору модельної рідини і визначення її параметрів. Чисельним експериментом визначено, що доцільно приймати модельною ту рідину, температура якої найближча до температури досліджуваної суміші. За теплофізичними властивостями вибраної модельної рідини більш точно визначається поправка переходу із базового режиму в шуканий, поправка на напрямок передачі теплоти, здійснюється перевірка правильності вибору шуканого режиму теплообміну. Оскільки органічні суміші являють собою суспензії на основі води, то модельною рідиною для таких сумішей, найбільш вірогідно, можуть бути водні розчини.

Ключові слова: біоконверсія, теплообмін в органічних сумішах, вимушена конвекція, вільна конвекція, режими теплообміну, критеріальні рівняння.

Вступ, постановка задачі

Анаеробні процеси ефективно відбуваються при певній температурі, потрібна чітка термостабілізація. Характер впливу технологічних параметрів на анаеробні процеси в системах біоконверсії залежить від температури суміші в реакторі, сталості цієї температури в об'ємі реактора. Досконалість системи термостабілізації, утилізації теплової енергії та теплообмінного обладнання цієї системи, в значній мірі, визначає вихід товарного біогазу.

Різноманітні конструкції теплообмінних поверхонь в елементах підготовки і теплоутилізації сировини зумовлюють різні типи теплообміну. Фізико-механічні властивості сумішей органічного походження накладають обмеження при використанні теплообмінників з плас-

тинчастою або різного виду оребреною поверхнею, каналами малого діаметру і щілинами – суміш має тверді частки, схильна до осаджування, розшарування, прилипання, в результаті чого ефективність таких теплообмінників буде низькою.

Розглянемо найбільш поширені типи теплопередаточних поверхонь в обладнанні біогазової установки (БГУ). В реакторі відбуваються втрати теплоти через зовнішню поверхню – передача теплоти субстрат – навколишнє середовище в режимі вільної конвекції у великому об'ємі. Для підтримання температурного режиму роботи реактора встановлюють елементи термостабілізації, що мають вигляд вбудованих, або виносних теплообмінників різної конструкції і принципу дії. Теплообмінні поверхні, вбудовані в реактор, можуть мати вигляд змійовиків або поодиноких горизонтальних труб, пучків труб, різного виду плоских поверхонь. Поверхні можуть бути гладкими або шорсткими з виступами і без. В даному випадку передача теплоти відбувається за схемою вода – субстрат при вільній, або вимушеній (під час перемішування) конвекції з боку субстрату, для таких умов руху характерні наступні режими течії: ламінарний, перехідний. При використанні теплообмінників вбудованих в реактор, виникає тепловіддача при вільній (вимушеній) конвекції біля горизонтальної циліндричної поверхні. У виносних теплообмінниках, які в основному мають трубчасту теплообмінну поверхню, відбувається теплообмін при вимушеній ламінарній або турбулентній течії в круглих трубах, кільцевих каналах однокомпонентних і дисперсних середовищ.

В якості нагрівальних пристроїв, які використовуються в елементах підготовки сировини і теплоутилізації, застосовуються змієвикові, кожухотрубчасті теплообмінники (з шаховим та коридорним розміщенням труб), труба в трубі, які мають гладку або шорстку, плоску або циліндричну, з навивкою, виступами поверхню нагріву. Такі теплообмінники застосовуються разом з системою примусової циркуляції сировини для запобігання відкладень твердих часток на теплообмінній поверхні [1].

Елемент підготовки сировини являє собою теплообмінник - змішувач, де здійснюється попередня підготовка до зброджування, а саме: гомогенізація суміші, нормалізація вологості і попередній підігрів до робочої температури (рекуперативні теплообмінники), або пастеризація (пропарювання) суміші (сумішевий теплообмінник). Теплопередача відбувається від води до субстрату, або від субстрату до субстрату, для першого виду теплообмінників, для другого – передача теплоти здійснюється при безпосередньому змішуванні робочих середовищ.

В елементах теплоутилізації відпрацьованого субстрату здійснюється передача теплоти субстрат – вода, субстрат – субстрат. В залеж-

ності від режиму роботи БГУ, теплообмін відбувається при вільній конвекції з боку субстрату і вимушеній конвекції з боку води, або при вимушеній конвекції обох теплоносіїв.

Досліджено і встановлено [2 – 4], що закономірності теплообміну в субстратах описуються відомими критеріальними рівняннями. Тобто, теорія подібності однофазних середовищ, диференціальні рівняння, критеріальні рівняння можна використати при побудові моделей теплообміну в субстратах.

Інформація про теплофізичні властивості субстратів і велике різноманіття сумішей органічного і рослинного походження вкрай обмежена. Тому для визначення коефіцієнтів тепловіддачі в таких середовищах неможливо використати традиційні методи розрахунку за відомими критеріальними рівняннями.

Запропоновано оригінальний метод визначення коефіцієнту тепловіддачі в субстратах і сумішах – експериментально-розрахунковий метод (ЕРМ), який розширює можливості застосування теорії подібності теплообміну в середовищах зі складними властивостями [4, 5]. ЕРМ включає базовий експеримент з досліджуваною рідиною, для якої інформація по теплофізичним властивостям обмежена, і нескладний алгоритм розрахунку. В цьому випадку немає потреби попередньо детально вивчати теплофізичні властивості досліджуваної рідини або суміші.

Базовий експеримент проводиться на простій портативній установці, по спрощеній методиці. Вибір габаритних і характерних визначальних розмірів теплообмінної поверхні в установці обґрунтований, відповідно, до режиму теплообміну за умов відомого класу рідин, до яких відноситься субстрат і органічні суміші [3 – 5].

В базовому експерименті здійснюється відомий, обґрунтовано визначений режим теплообміну, отже – критеріальне рівняння відоме і відповідає базовому режиму. Структуризація критеріального рівняння – це приведення його до розмірного вигляду і формування в рамках рівняння розмірного комплексу фізичних властивостей (КФВ), суцільно із набору теплофізичних властивостей. Набір комплексу КФВ однозначно відповідає режиму теплообміну.

В роботах [2 – 4] коефіцієнти тепловіддачі визначаються відповідно до вищевикладеного, але розбіжність між експериментальними значеннями коефіцієнта тепловіддачі і, отриманими за ЕРМ, знаходиться в межах $\pm 35\%$. Отже, ЕРМ потребує подальшого вдосконалення.

Мета досліджень – удосконалення ЕРМ, підвищення точності і надійності ЕРМ, в першу чергу, за рахунок більш коректного визначення комплексу фізичних властивостей для шуканого режиму (КФВ_{шук}) через комплекс фізичних властивостей для базового режиму

(КФВ_б) та визначення поправки на напрямок передачі теплоти, уточнення режиму теплообміну шуканого режиму.

Дослідження

Згідно ЕРМ [2 – 4], отримавши експериментально на лабораторній установці комплекс фізичних властивостей для базового режиму КФВ_б досліджуваної суміші, необхідно визначити комплекс фізичних властивостей для шуканого режиму (режиму, який буде здійснюватись в БГУ, що проектується) КФВ_{шук}. Для цього використовується поправка переходу із базового режиму в шуканий $\Pi_{шб}$, яка визначається $\Pi_{шб} = KФВ_{ш}/KФВ_{б}$ і є функцією від комплексу фізичних властивостей в базовому режимі $\Pi_{шб} = f(KФВ_{б})$. Для побудови цієї залежності нами використовувались модельні рідини, теплофізичні властивості яких відомі: соапсток, мелясна барда, цукровий розчин.

Умови базового режиму такі – вільна конвекція у "великому об'ємі", ламінарний режим течії граничного шару експериментально підтверджено для субстратів та подібних їм сумішей і обумовлений визначальними геометричними розмірами експериментальної установки, діапазоном зміни температурного напору. Конструкція установки, методика базового експерименту і результати детально описано в [3 – 5].

Умови шуканих режимів теплообміну:

- 1) "великий об'єм", вільна конвекція, ламінарний режим течії граничного шару, перехідний режим течії, турбулентний режим;
- 2) вимушена конвекція в каналах (круглих трубах, кільцевих каналах), ламінарний режим течії.

Модельна рідина використовується для того, щоб визначити поправку $\Pi_{шб}$ при переході від базового режиму до шуканого, для визначення поправки на напрямок передачі теплоти в субстратах $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$, а також для перевірки правильності вибору шуканого режиму теплообміну в реальній біогазовій установці, що проектується [4].

Вирішення питання правильного вибору визначальних параметрів (концентрації $c_M, \%$ і температури t_M) рідини, теплофізичні властивості якої відомі, при яких вона буде модельною для розчину з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям, а також досягнення поставленої мети, здійснюємо за рахунок:

- правильного раціонального вибору модельної рідини з відомим теплофізичними властивостями;
- правильного використання інформації про модельну рідину для визначення поправки переходу із базового режиму в шуканий $\Pi_{шб}$, поправки на напрямок передачі теплоти в субстратах $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$, уто-

чення оцінки режиму теплообміну шуканого режиму.

Конвективний теплообмін при різних умовах його організації і різних конфігураціях поверхонь теплообміну в загальному випадку описується рівнянням:

$$Nu = f(X_c, Y_c, Re, Pr, Gr). \quad (1)$$

Аналізуючи критеріальні рівняння, які описують вимушену і природну конвекцію за рахунок різних режимів теплообміну, нами виведено узагальнене структуроване рівняння:

$$\alpha = C \cdot g^{n_1} \cdot \underbrace{(\Pi_{шб} \cdot КФВ_б)}_{КФВ_{шук}} \cdot w^{n_2} \cdot l^{n_3} \bar{\Delta t}^{n_4} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{n_5}, \quad (2)$$

де $\Pi_{шб}$ – поправка переходу із базового режиму в шуканий; $КФВ_б$ – комплекс фізичних властивостей рідини (суміші) в базовому режимі теплообміну; $КФВ_{шук}$ – комплекс фізичних властивостей рідини (суміші) в шуканому режимі теплообміну; w – визначальна швидкість, м/с; l – визначальний розмір, м; g – прискорення вільного падіння, м/с²; Pr_p – критерій Прандтля за температури рідини (суміші); $Pr_{ст}$ – критерій Прандтля за температури стінки; C – константа, що залежить від режиму теплообміну; n_1, n_2, n_3, n_4, n_5 – показники степеня. $\bar{\Delta t} = |(t_c - t_0)|$, де t_c – температура стінки теплообмінної поверхні, °С, t_0 – при вимушеній течії – температура рідини на вході до труби, при вільному русі – температура рідини за межами шару, що рухається, °С. Залежності для $\Pi_{шб}$, $КФВ_{шук}$, значення констант C і показників степеня $n_1, \dots, n_5$ для режимів теплообміну, які здійснюються в елементах систем біоконверсії, наведено в табл. 1.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі шуканого режиму в складному середовищі з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям відбувається за наступним алгоритмом: визначаємо умови теплообміну, оцінюємо режим теплообміну, приймаємо критеріальне рівняння теплообміну і відповідне структуроване рівняння (табл. 1).

Для того, щоб визначити коефіцієнт тепловіддачі за допомогою рівняння (2), необхідно, відповідно до правил ЕРМ, визначити комплекс фізичних властивостей в базовому режимі $КФВ_б$, поправку переходу із базового режиму в шуканий $\Pi_{шб}$, поправку на напрямок теплообміну $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$, а для остаточної достовірності необхідно переконатись, що шуканий режим оцінений правильно.

В [4] $КФВ_б$ визначається експериментально, а для визначення поправок $\Pi_{шб}$ і $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ використовувались модельні рідини – їх теплофізичні властивості.

Таблиця 1

Складові структуризованого критеріального рівняння для різних режимів теплообміну, які здійснюються в елементах систем біоконверсії

Режим теплообміну	$K\Phi B_{шук}$	$\Pi_{шб}$	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	C
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вимушена конвекція в трубах і кільцевих каналах								
1. Ламінарний, в'язкісно-гравітаційний	$K\Phi B_{шук} = \frac{\lambda_p^{0,57} \cdot \beta_p^{0,1}}{\nu_p^{0,1}} \times (C_p \cdot \rho_p)^{0,43}$	$\Pi_{шб} = \frac{\nu_p^{0,15} \cdot \beta_p^{-0,15}}{\lambda_p^{0,18}} \times (C_p \cdot \rho_p)^{0,18}$	0,1	0,33	-0,37	0,1	0,25	0,15
Вільна конвекція біля вертикальної стінки								
2. Ламінарний	$K\Phi B_{шук} = \frac{\lambda_p^{0,75} \cdot \beta_p^{0,25}}{\nu_p^{0,25}} \times (C_p \cdot \rho_p)^{0,25}$	$\Pi_{ш(Б)} = 1$	0,25	-	-0,25	0,25	0,25	0,76
Вільна конвекція біля горизонтальних труб								
3. Турбулентний	$K\Phi B_{шук} = \frac{\lambda_p^{0,67} \cdot \beta_p^{0,33}}{\nu_p^{0,33}} \times (C_p \cdot \rho_p)^{0,33}$	$\Pi_{шб} = \frac{(\beta_p \cdot C_p \cdot \rho_p)^{0,08}}{(\lambda_p \cdot \nu_p)^{0,08}}$	0,33	-	-0,01	0,33	0,25	0,15
4. Ламінарний	$K\Phi B_{шук} = \frac{\lambda_p^{0,75} \cdot \beta_p^{0,25}}{\nu_p^{0,25}} \times (C_p \cdot \rho_p)^{0,25}$	$\Pi_{ш(Б)} = 1$	0,25	-	-0,25	0,25	0,25	0,54

В табл. 1: β_p – коефіцієнт температурного розширення суміші, $^{\circ}\text{C}^{-1}$; ν_p – кінематична в'язкість суміші, $\text{м}^2/\text{с}$; λ_p – коефіцієнт теплопровідності суміші, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; ρ_p – густина суміші, $\text{кг}/\text{м}^3$; C_p – теплоємність суміші, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Нами запропоновані такі гіпотетичні уточнені схеми вибору модельної рідини та визначення $\Pi_{\text{шб}}, (Pr_p/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$, режимів теплообміну:

- визначаємо температуру шуканого режиму $t_{\text{шук}}$, проводимо базовий експеримент по теплообміну в суміші (рідині), інформація по теплофізичним властивостям якої обмежена, в результаті чого визначаємо КФВ_б. Виконуємо аналіз теплофізичних властивостей всіх модельних рідин і для кожної з них підбираємо такий діапазон визначальних параметрів – концентрацій $c_m, \%$ і температур $t_m, ^\circ\text{C}$, при якому значення розрахункового комплексу фізичних властивостей кожної із модельних рідин $[КФВ_b]_m$ співпадає з визначеним за ЕРМ комплексом фізичних властивостей КФВ_б суміші з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям. Тобто, за умови $КФВ_b \cong [КФВ_b]_m$ вибирається перелік модельних рідин з різними визначальними параметрами для досліджуваної суміші;

- зіставляючи температури вибраних модельних рідин t_m і температуру шуканого режиму $t_{\text{шук}}$, остаточно приймаємо модельною рідину з такою концентрацією $c_m, \%$, температура якої найближча до температури досліджуваної суміші, при цьому залишається необхідною умовою рівність $КФВ_b \cong [КФВ_b]_m$. Вважаємо, що теплофізичні параметри досліджуваної суміші ідентичні до теплофізичних параметрів вибраної модельної рідини;

- за теплофізичними властивостями вибраної модельної рідини визначається поправка переходу із базового режиму в шуканий $\Pi_{\text{шб}}$, поправка на напрямок передачі теплоти в субстратах $(Pr_p/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$, здійснюється уточнення і перевірка правильності вибору шуканого режиму теплообміну;

- визначається комплекс фізичних властивостей для шуканого режиму $КФВ_{\text{шук}}$, використовуючи поправку $\Pi_{\text{шб}}$;

- у вибране структуроване критеріальне рівняння (2) (див. табл. 1), яке описує шуканий режим теплообміну, підставляється значення комплексу фізичних властивостей для шуканого режиму $КФВ_{\text{шук}}$ і визначається експериментально-розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі для шуканого режиму теплообміну $[\alpha_{\text{ЕРМ}}]_{\text{шук}}$.

Наведемо приклад вибору модельної рідини при застосуванні ЕРМ. Приймаємо субстрат курячого посліду в якості суміші з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям. Шуканий режим теплообміну – в'язкісно-гравітаційний при ламінарній течії в кільцевому каналі: еквівалентний діаметр $d_{\text{екв}} = 50$ мм, швидкість течії суміші $w = 0,2$ м/с. Чисельним експериментом з використанням відомого критеріального рівняння (табл. 1) в діапазоні температур $t = 30 \dots 50$ $^\circ\text{C}$ і масових концентрацій $c = 6 \dots 14$ % визначаємо коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{експ}}$. Теплофізичні властивості субстрату курячого посліду приймаємо згідно [6].

Для перевірки достовірності запропонованої нами уточненої схеми вибору модельної рідини визначаємо, використовуючи методику ЕРМ, експериментально-розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{ЕРМ}}$ до суміші курячого посліду. При цьому, комплекс фізичних властивостей суміші КФВ₆ в базовому режимі теплообміну отримуємо при визначальній температурі шуканого режиму в результаті чисельного експерименту з використанням формули [4]

$$\text{КФВ}_B = \left(\frac{\lambda_p^{0,75} \cdot \beta_p^{0,25}}{\nu_p^{0,25}} \right) \cdot (C_p \cdot \rho_p)^{0,25}. \quad (3)$$

Також, паралельно були розраховані значення комплексу фізичних властивостей в базовому режимі теплообміну для кожної із модельних рідин $[\text{КФВ}_6]_M$, використовуючи їхні відомі теплофізичні властивості, але при різних концентраціях і різних діапазонах температур. Розрахунки проводились за формулою (3).

Розглядаємо модельні рідини і методи використання теплофізичних властивостей цих рідин для визначення поправки $\Pi_{\text{шб}}$. Враховуючи, що шуканий режим теплообміну – в'язкісно-гравітаційний при вимушеній конвекції в трубах і кільцевих каналах, використовуючи відомі теплофізичні властивості модельних рідин при різних масових концентраціях в певних діапазонах температур, розраховуємо поправку $\Pi_{\text{шб}}$ за формулою (табл. 1) [4]

$$\Pi_{\text{шб}} = \frac{\nu_p^{0,15} \cdot \beta_p^{-0,15}}{\lambda_p^{0,18}} \cdot (C_p \cdot \rho_p)^{0,18}. \quad (4)$$

На рис. 1 наведено залежність розрахованих поправок $\Pi_{\text{шб}}$ від КФВ₆ різних модельних рідин при різних концентраціях і температурах. Аналізуючи отримані залежності, можна відмітити, що розбіжність між значеннями поправок складає 3 – 4 % при сталому значенні КФВ₆.

Очевидно, що певному значенню $[\text{КФВ}_6]_M$ кожної із модельних рідин, відповідає окреме значення концентрації $c_M\%$ і температури t_M , при яких було вибрано теплофізичні властивості і розраховано поправку $\Pi_{\text{шб}}$. За умови рівності комплексів фізичних властивостей суміші з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям і модельної рідини $\text{КФВ}_6 \cong [\text{КФВ}_6]_M$, та приблизної рівності температури модельної рідини і температури шуканого режиму $t_M \approx t_{\text{шук}}$, визначаємо концентрацію модельної рідини $c_M\%$, при якій вважаємо теплофізичні властивості модельної рідини ідентичними теплофізичним властивостям досліджуваної суміші, і за цими теплофізичними властивостями модельної рідини розраховуємо поправку $\Pi_{\text{шб}}$ для переходу із базового режиму теплообміну в шуканий.

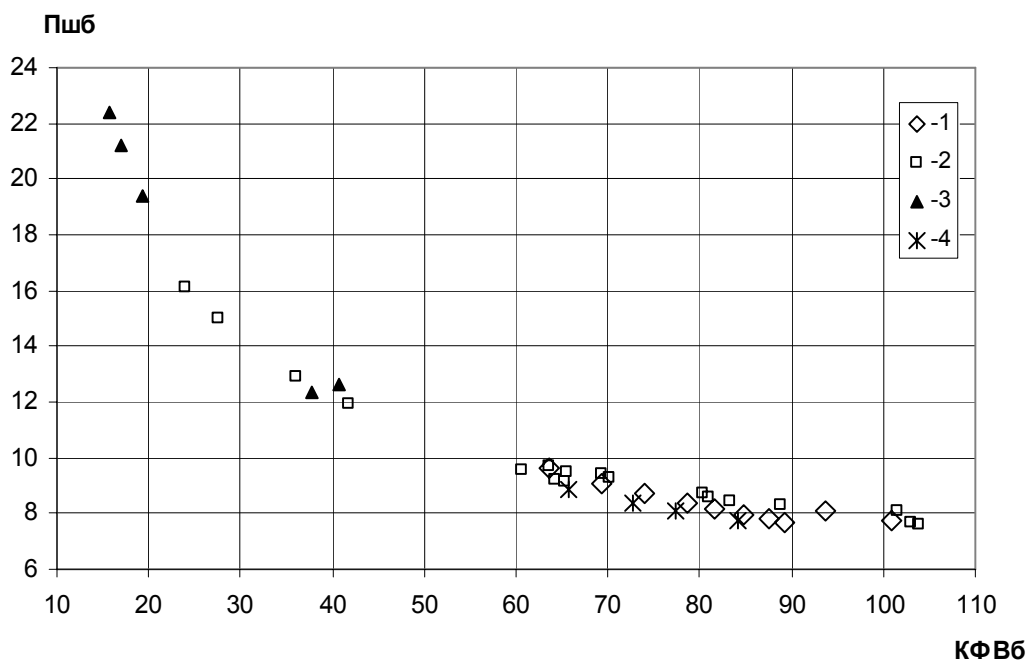


Рис. 1. Залежність $\Pi_{шб}$ від $КФВ_б$ різних модельних рідин; шуканий режим – вимушена конвекція в каналах, ламінарна течія, в'язкісно-гравітаційний режим: 1 – мелясна барда, 2 – цукровий розчин, 3 – соапсток, 4 – 50% водний розчин гліцерину

Знаючи $\bar{\Delta t}$, і маючи теплофізичні властивості модельної рідини, що відповідають теплофізичним властивостям суміші, визначаємо поправку на напрямок передачі теплоти $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$.

Аналогічно здійснюємо перевірку попереднього оцінювання режиму теплообміну в досліджуваній суміші з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям. Для цього, використовуючи теплофізичні властивості модельної рідини, при визначальній температурі шуканого режиму $t_{шук}$ і отриманій концентрації $c_m\%$, визначаємо режим теплообміну.

Вищенаведений алгоритм повторюється для кожного одиничного експерименту: порівняння комплексів $КФВ_б \approx [КФВ_б]_м$, вибір типу модельної рідини, визначення концентрації модельної рідини $c_m\%$ при умові рівності температур $t_m \approx t_{шук}$, розрахунок поправок $\Pi_{шб}$, $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ і перевірку режиму теплообміну. Тобто для кожної точки експерименту буде вибрано свій окремий тип модельної рідини, визначено своє значення поправок, перевірено режим теплообміну.

На прикладі розробки одного конкретного експерименту покажемо приклад вибору модельної рідини та використання її теплофізичних властивостей. Попередньо ми оцінили, що, відповідно до прийнятої нами ламінарної течії в трубах та кільцевих каналах, шуканий режим теплообміну для досліджуваної суміші курячого посліду – в'язкісно-гравітаційний. При цьому визначальним розміром є еквіва-

лентний діаметр, який становить $d_{\text{екв}} = 50$ мм, швидкість течії суміші складає $w = 0,2$ м/с.

Нехай комплекс фізичних властивостей досліджуваної суміші курячого посліду, отриманий в результаті базового чисельного експерименту, складає $[КФВ_6]_{\text{Н.ТФВ}} = 79,84$ при концентрації $c = 10$ % і температурі $t_{\text{шук}} = 40$ °С. Використовуючи залежності на рис. 1, визначаємо можливий діапазон значень поправки для різних модельних рідин, який складає $\Pi_{\text{шб}} = 8 \dots 8,6$.

Із переліку модельних рідин приймаємо, наприклад, за модельну рідину – цукровий розчин. Використовуючи залежність на рис. 2, вибираємо варіанти параметрів модельної рідини (цукрового розчину), дотримуючись умови $[КФВ_6]_{\text{Н.ТФВ}} \cong [КФВ_6]_{\text{М}}$: 1-й варіант: $c_{\text{М}} = 56$ %; $t = 70$ °С; 2-й варіант: $c_{\text{М}} = 44$ %; $t = 40$ °С; 3-й варіант: $c_{\text{М}} = 33$ %; $t = 20$ °С.

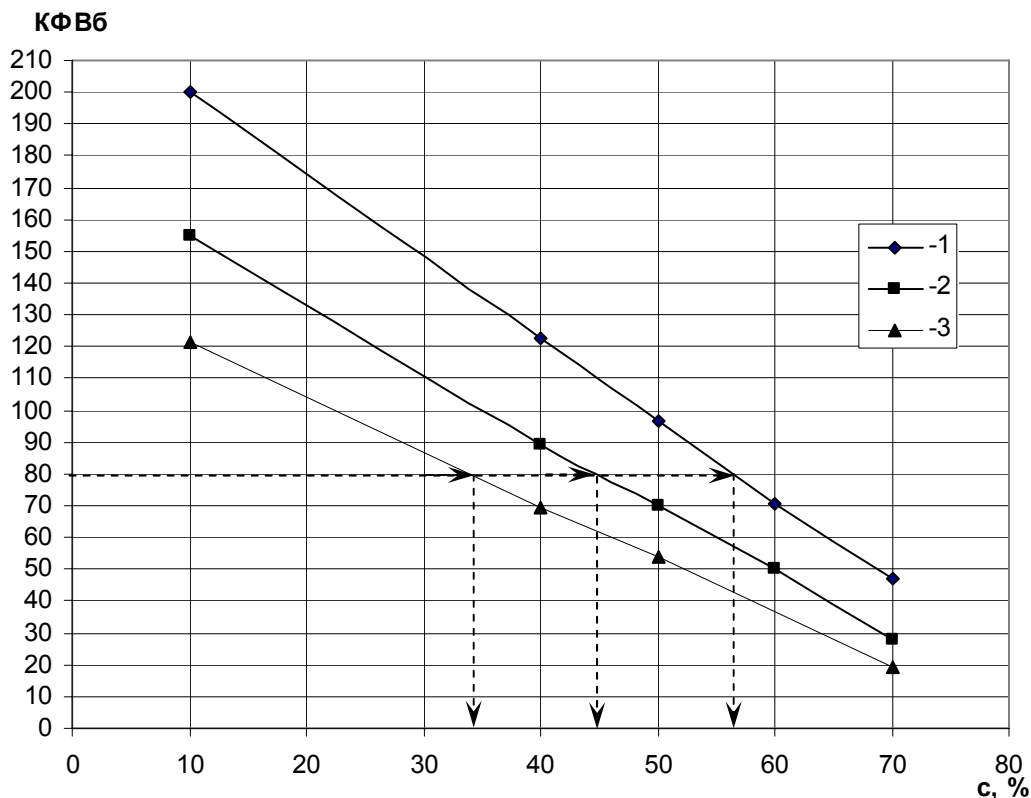


Рис. 2. Залежність $КФВ_6$ модельної рідини (цукрового розчину) від концентрації $c_{\text{М}}$ %, при різних температурах:
1 – $t = 70$ °С; 2 – $t = 40$ °С; 3 – $t = 20$ °С.

Приймаючи до уваги, що шукана температура досліджуваної суміші курячого посліду складає $t_{\text{шук}} = 40$ °С, остаточно приймаємо модельною рідиною цукровий розчин з концентрацією $c = 44$ % і температурою $t = 40$ °С, для якої значення $[КФВ_6]_{\text{М}} = 80,6$. Значення попра-

вки $\Pi_{шб} = 8,7$ розраховуємо по теплофізичним властивостям цукрового розчину за формулою (4).

Використовуючи теплофізичні властивості вибраної модельної рідини, визначаємо поправку на напрямок передачі теплоти $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$. На рис. 3 наведено залежність поправки $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ від $\Delta t, ^\circ\text{C}$ для модельної рідини цукрового розчину при $t = 40 ^\circ\text{C}$, $c_M = 44 \%$. Нехай середня різниця температур складає $\Delta t = 10 ^\circ\text{C}$, тоді поправка $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25} = 1,0905$.

Відповідно до алгоритму ЕРМ, для визначення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{ЕРМ}$, використовуємо структуроване критеріальне рівняння для шуканого режиму теплообміну – вимушеної конвекції в трубах і кільцевих каналах, ламінарна течія (табл. 1):

$$\alpha_{ЕРМ} = 0,15 \cdot g^{0,1} \cdot (\Pi_{шб} \cdot KФВ_б) \cdot w^{0,33} \cdot d_{екв}^{-0,37} \cdot \Delta t^{0,1} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (5)$$

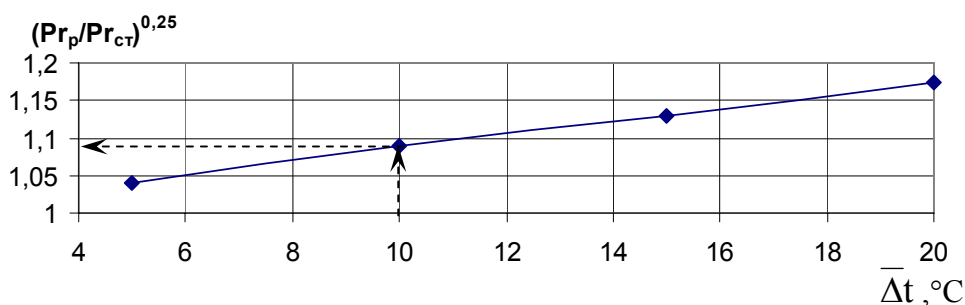


Рис. 3. Залежність поправки $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ від $\Delta t, ^\circ\text{C}$

В результаті обчислення отримали, що значення коефіцієнта тепловіддачі, розраховане за уточненим алгоритмом ЕРМ, становить $\alpha_{ЕРМ} = 324 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Згідно нашого припущення, з метою перевірки достовірності удосконаленого алгоритму вибору модельної рідини, для таких же умов теплообміну і визначальних параметрів було попередньо визначено за допомогою чисельного експерименту коефіцієнт тепловіддачі до суміші курячого посліду $\alpha_{експ}$, за відомими критеріальними рівняннями, значення якого, при концентрації $c = 10\%$ і температурі $t = 40^\circ\text{C}$, складає $\alpha_{експ} = 303 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Розбіжність між $\alpha_{ЕРМ}$ і $\alpha_{експ}$ становить $5,4 \%$, що менше, ніж в роботах [3 – 5].

Проведено зіставлення коефіцієнтів тепловіддачі, отриманих в результаті чисельного експерименту $\alpha_{експ}$ від грійної стінки до субстрату курячого посліду, зі значеннями коефіцієнтів, визначених за тих же умов за допомогою ЕРМ (рис. 4). За модельну рідину в розрахунках приймався цукровий розчин.

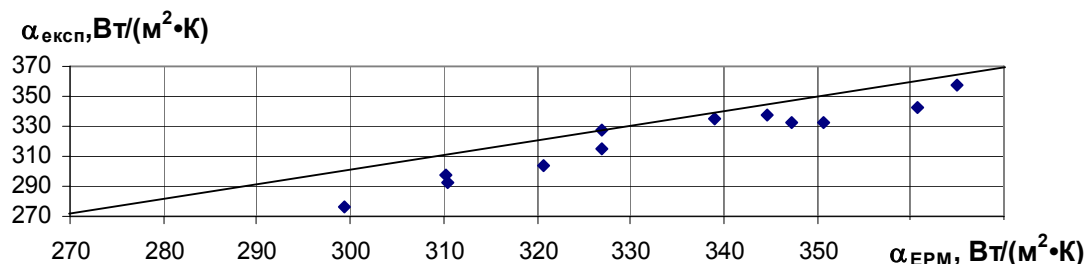


Рис. 4. Зіставлення експериментальних значень коефіцієнта тепловіддачі α_{exp} , та отриманих за ЕРМ α_{ERM} при ламінарній течії, в'язкісно-гравітаційному режимі, в кільцевому каналі $d_{екв} = 50$ мм субстрату курячого посліду $t = 30 \dots 50^\circ\text{C}$, $c = 6 \dots 14\%$.

Відхилення експериментальних α_{exp} і експериментально-розрахункових значень α_{ERM} знаходиться в межах $\pm 8\%$.

В результаті уточнень режиму теплообміну по теплофізичним параметрам модельної рідини – цукрового розчину, визначено, що критерій Рейнольдса для всіх точок експерименту складає $Re < 2300$, що відповідає ламінарній течії, а критерій Релея знаходиться в межах $Gr_{Mr} \cdot Pr_{Mr} \geq 8 \cdot 10^5$, що відповідає в'язкісно-гравітаційному режиму теплообміну. Отже, гіпотеза щодо прийнятого нами режиму теплообміну, підтверджена.

Висновки

Проведено удосконалення розрахункової частини експериментально-розрахункового методу для визначення інтенсивності теплообміну між металевою стінкою і рідинами з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям.

В результаті удосконалення з'являється можливість більш коректного вибору модельної рідини і визначення її параметрів. За результатами чисельного експерименту визначено, що доцільно приймати модельною ту рідину, температура якої найближча до температури досліджуваної суміші при $[K\Phi B_6]_{H.T\Phi B} \cong [K\Phi B_6]_M$.

Відповідно, за теплофізичними властивостями вибраної модельної рідини більш точно визначається поправка переходу із базового режиму в шуканий $\Pi_{шб}$, поправка на напрямок передачі теплоти $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$, здійснюється перевірка правильності вибору шуканого режиму теплообміну.

Можна також відмітити, що, оскільки органічні суміші являють собою суспензії на основі води, то модельною рідиною для таких сумішей, найбільш вірогідно, можуть бути водні розчини.

Список літератури

1. Методи та засоби термостабілізації біогазової установки / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент, Д. В. Степанов // Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні: Матеріали третьої міжнар. наук.-практ. конф. – Львів: ЛВЦНТЕІ, 2005. – С. 167 – 171.
2. Ткаченко С. Й. Дослідження теплообміну до багатокомпонентних органічних сумішей в умовах вільної конвекції біля вертикальної циліндричної стінки / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В. // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – № 4. – С. 37–41.
3. Ткаченко С. Й. Тепловіддача до багатокомпонентного середовища в умовах вимушеної і природної конвекції / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В. // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – № 1. – С. 111 – 114.
4. Ткаченко С. Й. Нові аспекти застосування теорії подібності в теплотехнічних розрахунках систем біоконверсії / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В. // Електронний журнал Наукові праці ВНТУ. Енергетика та електротехніка. – 2007. – № 1
5. Патент 24616 Україна, МПК⁷ G01N25/18. Спосіб визначення коефіцієнта тепловіддачі за умов конвективного теплообміну органічної суміші / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В.; заявник і власник патенту Вінницький національний технічний університет. – №200701190; заявл. 05.02.07; опубл. 10.07.2007, Бюл. №10.
6. Драганов Б. Х. Анализ параметров тепломассообменных процессов в реакторе биогазовой установки / Б. Х. Драганов // Відроджується енергетика. – 2007. – № 1. – С. 79–81.

Рукопис надійшов 08.02.2010 р.

УДК 51-74:669.162-669.181.4

Федоров С.С. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Форись С.Н. — к.т.н., доц., НМетАУ

Хейфец Р.Г. — д.т.н., проф., зам. управляющего по науке, НПП «Трубосталь»

Губинский М.В. — д.т.н., проф., НМетАУ

Усенко А.Ю. — к.т.н., доц., НМетАУ

Ковпак А.Г. — магистр, НМетАУ

Агаджанян А.В. — студент, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ШАХТНЫХ ИЗВЕСТКОВО-ОБЖИГОВЫХ ПЕЧАХ

Шахтные известково-обжиговые печи являются крупными потребителями природного газа. Эффективность работы таких агрегатов определяется условиями перемешивания топлива и окислителя в слое кускового материала. Для изучения механизмов смесеобразования были проведены комплексные экспериментальные и расчетно-теоретические исследования работы шахтной известково-обжиговой печи производительностью 200 т/сут с центральным и периферийным подводом топлива. Установлено, что турбулентная диффузия газа оказывает существенное влияние на характер тепло- и массообменных процессов в известково-обжиговых печах. Учет данного фактора при математическом моделировании существенно повышает точность модели.

Ключевые слова: известь, шахтная печь, природный газ, воздух, смесеобразование.

Постановка научно-технической проблемы

В связи с ростом цен на энергоносители, нестабильной ситуацией на внешних и внутренних рынках сбыта, условия металлургического производства динамично изменяются. При этом на передний план выходят вопросы снижения себестоимости металлопродукции за счет рационального использования и диверсификации первичных источников энергии. В первую очередь, это касается крупных потребителей природного газа, таких, как известково-обжиговые печи.

В шахтных обжиговых печах производят до 30 % извести. При этом природный газ – это основное топливо, удельный расход которого составляет 120 ÷ 170 кг у.т. на тонну готового продукта [1]. Поскольку известково-обжиговое производство в металлургии не являет-

ся ни основным технологическим, ни, тем более, энергетическим процессом, вопросам энергосбережения здесь уделялось всегда мало внимания. При том, что для любого крупного предприятия с технологической мощностью 1 – 3 млн. т стали это десятки и даже сотни миллионов гривен годовых затрат на топливо. Таким образом, всестороннее исследование шахтных печей для производства извести с целью улучшения показателей их работы имеет большое как научное, так и практическое значение.

Анализ последних достижений и публикаций

Анализ теплового баланса ряда шахтных известково-обжиговых агрегатов [2] показал наличие значительных резервов экономии природного газа, за счет снижения потерь теплоты от химического недожога топлива и потерь с уходящими газами. Основные причины неэффективного использования топлива в шахтных печах связаны с технологическими особенностями его сжигания. С одной стороны, стоит задача организовать раздельную подачу топлива и окислителя, для их дальнейшего перемешивания и воспламенения непосредственно в слое кускового материала. При этом достигается сравнительно равномерное распределение тепловыделений, что, в свою очередь, позволяет исключить локальные высокотемпературные зоны, сделать обжиг более мягким и, в итоге, получить более качественную известь. С другой стороны, такой диффузионный процесс горения приводит к неудовлетворительному перемешиванию топлива и окислителя, недожогу природного газа, вынуждает увеличивать коэффициент расхода воздуха в 1,5 – 2,0 раза, в результате чего удельный расход топлива существенно возрастает.

На основе многочисленных расчетно-теоретических исследований и экспериментальных данных установлено, что процессы конвективного массообмена (так называемая зона двухмерного течения газовых потоков) в слое кускового материала протекают на высоте 0,5 – 2,0 м от уровня ввода топлива [3 – 6]. В то же время очаг горения, в зависимости от конструкции агрегата, имеет протяженность порядка 4 – 10 м в результате диффузионного перемешивания. То есть, турбулентная диффузия [5, 7] является одним из основных механизмов, определяющих интенсивность сжигания топлива в шахтных печах.

Управляя процессами смесеобразования на макро- и микроуровне путем распределения топлива и окислителя, изменения фракционного состава материала, а на этапах проектирования, выбирая рациональную геометрию рабочего пространства печи, места расположения горелочных устройств, можно организовать оптимальный процесс горения в сочетании с требуемым качеством как самого материала, так и сжигания топлива.

Для решения всех этих задач необходимо глубокое изучение механизмов смесеобразования и роли турбулентной диффузии в работе обжигового агрегата. В особенности это важно при системном подходе в решении задач энергосбережения (улучшении качества сжигания с одновременной заменой природного газа альтернативным топливом, например, доменным газом [8]), поскольку изменение вида топлива влечет за собой качественное изменение всей газодинамической картины печного агрегата.

Анализ литературных источников показал, что комплексные исследования известково-обжиговых печей представлены малым количеством работ [5, 9]. Поэтому вопрос о закономерностях смесеобразования в слое кускового материала остается, на наш взгляд, до конца неизученным.

Цели и задачи исследований

В этой связи, целью данной работы, явилось расчетно-теоретическое и экспериментальное исследование влияния турбулентной диффузии газа на технологический процесс обжига известняка.

Методика проведения исследований

Схема исследуемого агрегата приведена на рис. 1. Печь представляет собой вертикальную цилиндрическую шахту. Загрузка известняка осуществляется сверху скиповым питателем, выгрузка известня – в основании печи. Движение материала и газов противоточное. Печь состоит из трех технологических зон: зоны нагрева известняка, зоны обжига и зоны охлаждения известня, в которой нагревается воздух. Подача топлива происходит через два яруса боковых горелок и центральную горелку (кern). Часть дымовых газов, отходящих из печи, направляется на рециркуляцию в центральную горелку.

При математическом моделировании печи была численно решена система дифференциальных уравнений, описывающих ее работу [10]. В общую постановку тепло- и массопереноса были включены задача безвихревого движения газа в плотном слое кускового материала, задача конвективного и диффузионного переноса вещества в потоке, задача горения топлива, задача конвективного переноса теплоты в потоке, задача внутреннего тепло-массообмена в куске материала.

В качестве допущений для газа принято: движение установившееся, потенциальное, симметричное относительно оси печи; плотность теплоносителя не зависит от давления и температуры; теплопроводность в газе и молекулярная диффузия не влияют на процесс; структура слоя постоянная по высоте и радиусу. Допущения для материала – кусок имеет сферическую форму; его размеры не изменяются в процессе термообработки; влияние скорости химической реакции и

диффузии диоксида углерода CO_2 в куске на интенсивность диссоциации пренебрежимо мало; теплопроводность границы раздела фаз «известь-известняк» (фронта диссоциации) определяется термическим сопротивлением прилегающих слоёв; температура выделившегося с поверхности куса CO_2 равна температуре диссоциации; отсутствует также влияние продольной теплопроводности в слое.

В краткой форме математическая постановка задачи представлена в виде системы дифференциальных уравнений (1) – (5):

- уравнение потенциального движения газа в цилиндрической системе координат с учетом источников массы вещества:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \varphi(r, h)}{\partial r} + \frac{\partial^2 \varphi(r, h)}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \varphi(r, h)}{\partial h^2} = \frac{\Delta V_{\text{ист}}^*(r, h)}{dV}, \quad (1)$$

где $\varphi(r, h)$ – потенциал скорости, $\text{м}^2/\text{с}$; r – текущий радиус печи, м ; h – текущая высота печи, м ; $\Delta V_{\text{ист}}^*(r, h)$ – изменение расхода газа в элементарном объеме в результате химических реакций горения топлива и диссоциации известняка, $\text{м}^3/\text{с}$; dV – элементарный объем, м^3 ;

- уравнение распределения концентраций газообразного вещества в движущемся несжимаемом потоке с учетом конвективного и диффузионного механизмов переноса:

$$\begin{aligned} \bar{w}_r(r, h) \cdot \frac{\partial C(r, h)}{\partial r} + \bar{w}_h(r, h) \cdot \frac{\partial C(r, h)}{\partial h} = \\ = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot D_r(r, h) \cdot \frac{\partial C(r, h)}{\partial r} \right) + G_C(r, h), \end{aligned} \quad (2)$$

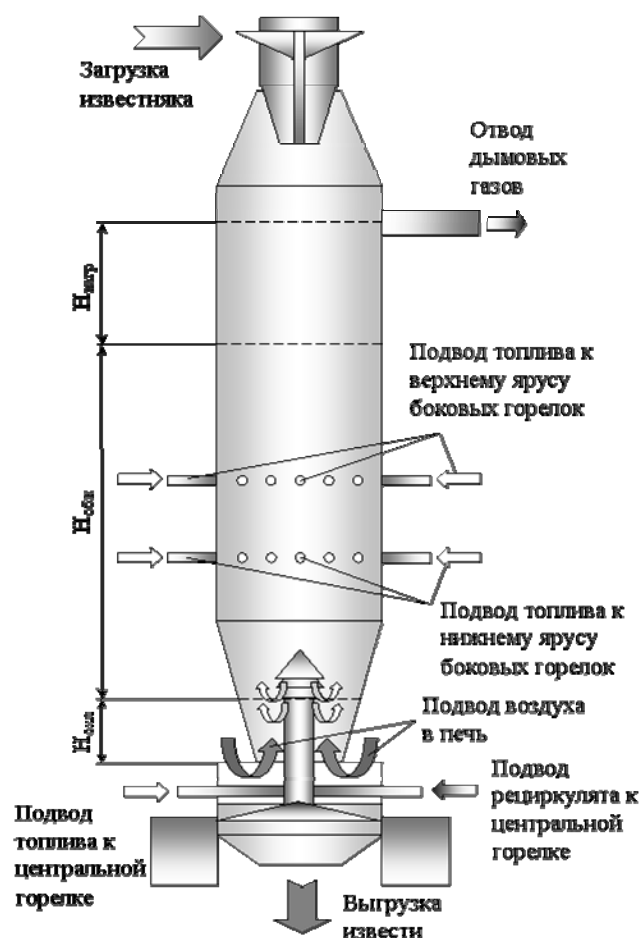


Рис. 1 - Схема шахтной известково-обжиговой печи на газообразном топливе
 $H_{\text{нагр}}$ – высота зоны нагрева известняка;
 $H_{\text{обж}}$ – высота зоны обжига;
 $H_{\text{охл}}$ – высота зоны охлаждения известня.

где $\overline{w}_r(r, h), \overline{w}_h(r, h)$ – радиальная и вертикальная составляющие вектора скорости, м/с; $C(r, h)$ – концентрация вещества, диффундирующего в слое, кг/кг; $D_r(r, h)$ – коэффициент радиальной турбулентной диффузии, м²/с [4]; $G_C(r, h)$ – интенсивность выделения (поглощения) вещества в единице объема слоя, вследствие химических реакций горения топлива и диссоциации известняка, с⁻¹;

- уравнение конвективного переноса теплоты в потоке газа:

$$c_r(t_r) \cdot \left[\overline{w}_h(r, h) \cdot \frac{\partial t_r(r, h)}{\partial h} + \overline{w}_r(r, h) \cdot \frac{\partial t_r(r, h)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot D_r(r, h) \cdot \frac{\partial t_r(r, h)}{\partial r} \right) \right] = q_v(r, h), \quad (3)$$

где $c_r(t_r)$ – изобарная объемная теплоемкость теплоносителя, Дж/(м³·К); $t_r(r, h)$ – температура теплоносителя, °С; $q_v(r, h)$ – закон распределения мощности источников (стоков) теплоты на основе решения задач горения топлива и диссоциации известняка, Вт/м³;

- уравнение внутреннего теплообмена материала:

$$\rho_{m_i} \cdot c_{m_i}(t_m) \cdot \frac{\partial t_m(r_k, \tau, r)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r_k} \left(\lambda_{m_i}(t_m) \cdot \frac{\partial t_m(r_k, \tau, r)}{\partial r_k} \right) + \lambda_{m_i}(t_m) \cdot \frac{2}{r_k} \cdot \frac{\partial t_m(r_k, \tau, r)}{\partial r_k}, \quad (4)$$

где «i» – индекс, соответствующий фазе известняка (i = 1) или извести (i = 1); $\rho_m, c_m(t_m), \lambda_m(t_m)$ – соответственно плотность, кг/м³, теплоемкость, Дж/(кг·К), и теплопроводность, Вт/(м·К), материала, соответствующей фазе; r_k – текущий радиус куска, м; τ – текущее время, с; $t_m(r_k, \tau, r)$ – температура материала, °С;

- граничное условие для фронта диссоциации (на границах раздела фаз «известь»-«известняк»):

$$-\lambda_{CaO}(t_m) \cdot \frac{\partial t_m(r_k, \tau, r)}{\partial r_k} = -\lambda_{CaCO_3}(t_m) \cdot \frac{\partial t_m(r_k, \tau, r)}{\partial r_k} + q_{дис} \cdot \rho_{CaCO_3} \cdot \frac{\partial r_{\phi}}{\partial \tau} + \frac{\rho_{CaCO_3}}{\rho_{CO_2}} \cdot \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_{CaCO_3}} \cdot c_{CO_2}(t_{дис}) \cdot t_{дис} \cdot \frac{\partial r_{\phi}}{\partial \tau}, \quad (5)$$

где $q_{дис}$ – тепловой эффект эндотермической реакции диссоциации известняка, Дж/кг; μ – мольная масса материала, кг/кмоль; «CaO»,

«CaCO₃» – индексы, соответствующие теплофизическим свойствам извести и известняка; $t_{\text{дис}}$ – температура диссоциации известняка, °C; $c_{\text{CO}_2}(t_{\text{дис}})$ – изобарная объемная теплоемкость диоксида углерода при температуре диссоциации, Дж/(м³·K); $r_{\text{ф}}$ – текущий радиус, определяющий положение фронта диссоциации в куске, м.

Расчет горения топлива представлен уравнениями реакций окисления горючих компонентов и окислительно-восстановительной реакции водяного газа. Система уравнений (1) – (5) дополнена рядом граничных условий: на поверхности материала, внутренних стенах печи, нижнем и верхнем торцах слоя, – обеспечивающих их совместное решение. Кроме того, учтены потери теплоты через боковую изоляцию.

Поставленная задача была решена интегро-интерполяционным методом. Полученные в результате конечно-разностные уравнения реализованы на ПЭВМ в языке Visual Basic. Адекватность модели проверена путем ее сравнения с результатами известных численно-аналитических решений и экспериментальных данных работы печи.

Исследования проводились в условиях шахтной печи № 2 цеха обжига известняка ОАО «Алчевский металлургический комбинат» [2]. Печь отапливается природным газом, высота слоя материала составляет 18 м, внутренний диаметр шахты – 4,3 м. Нижний и верхний ярусы боковых горелок расположены соответственно на уровне 6 м и 8 м, центральная горелка – на уровне 2 м. Суточная производительность печи – 200 т/сут. Содержание (CaO + MgO)_{общ} в извести – 75 ÷ 85 % при степени обжига известняка 84 ÷ 91 %. Размер обрабатываемых фракций известняка – 40 ÷ 100 мм.

В исследованном режиме работы печи: расход природного газа на центральную горелку составил 700 м³/ч, на нижний ярус боковых горелок – 200 м³/ч, на верхний ярус боковых горелок – 200 м³/ч; расход воздуха – 12000 м³/ч; расход рециркулята на центральную горелку – 1100 м³/ч; расход известняка – 300 т/сут.

Анализ полученных результатов

Оценка влияния учета турбулентной диффузии газа на точность модели была выполнена в два этапа: на «холодной» и «горячей» моделях (рис. 2 – 5, табл. 1 – 2). На «холодной» модели рассматривались процессы газодинамики и смесеобразования в чистом виде без учета горения топлива и диссоциации известняка. Это позволило рассчитать распределение концентраций топлива и окислителя в объеме печи. «Горячая» модель предполагала исследование с учетом всех теплофизических процессов согласно математической постановке (1) – (5).

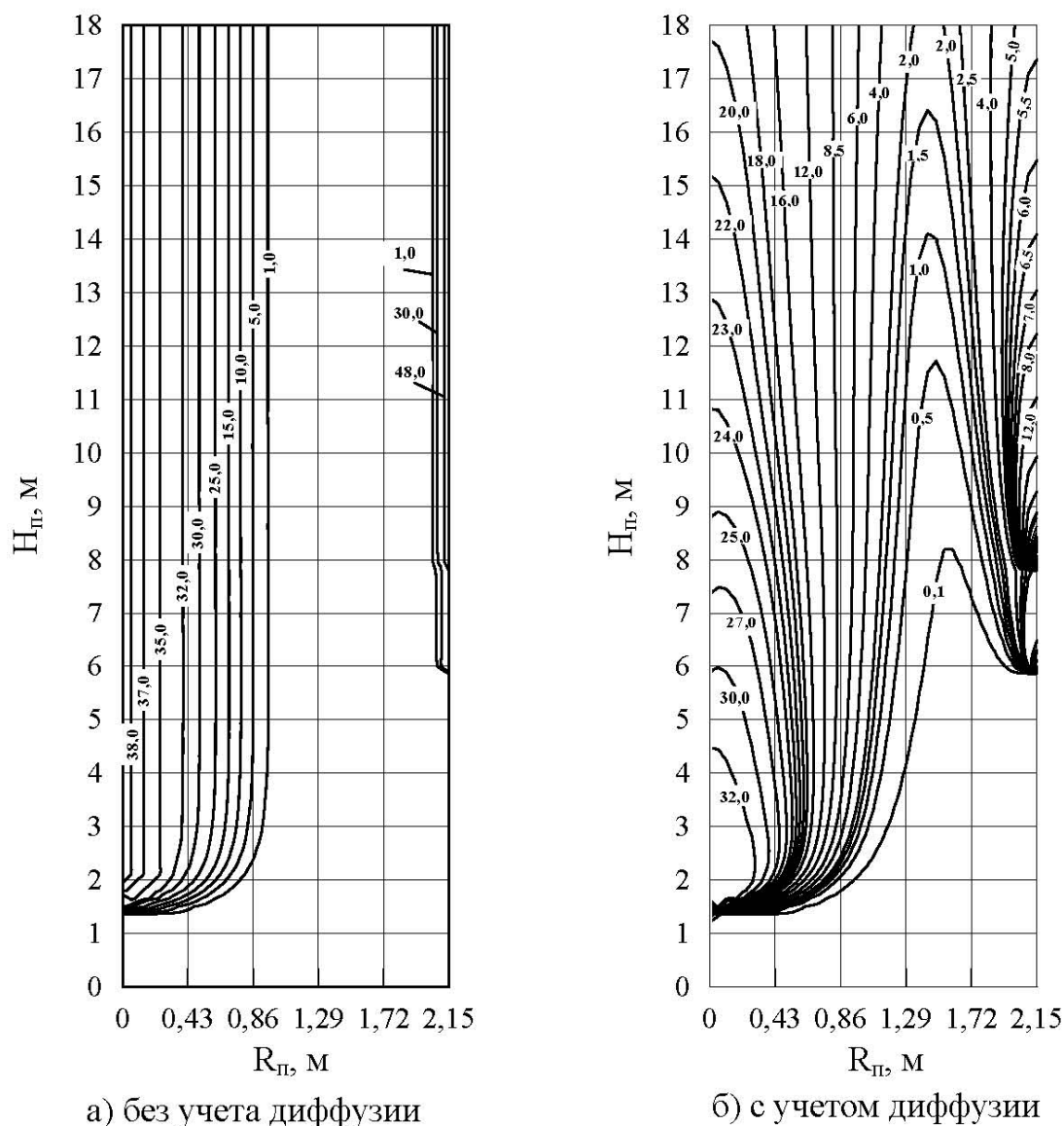


Рис.2. Распределение концентраций метана CH_4 (%) в объеме печи при расчете на «холодной» модели

На рис. 2 изображено распределение концентраций метана CH_4 в объеме печи. Видно, что с учетом диффузии достигается более равномерное распределение концентраций по сечению. При этом, перемешивание газов происходит непрерывно от уровня подвода топлива и до уровня выхода газа по всей высоте печи на протяжении 16 м.

Без учета диффузии зона перемешивания топлива с воздухом ограничивается только областью двумерного движения истекающей струи газа. При этом высота зоны двумерного течения газа составляет для центральной горелки около 1,5 м, для боковых горелок – 0,5 м. Таким образом, результаты на рис. 2 – 3 свидетельствуют в пользу то-

го, что качество смесеобразования определяется не только конвективным переносом массы, но и турбулентной диффузией газа.

Степень влияния учета диффузии на точность расчетов отчетливо просматривается по результатам исследований на «горячей» модели (рис. 3 – 5, табл. 1 – 2).

Таблица 1

Характеристика газов на выходе из печи

Способ определения	Химический состав уходящих газов, %							Температура газа, °С
	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	N ₂	CH ₄	C _n H _m	
Эксперимент	20,5	7,00	0,90	0,80	70,1	1,20	0,20	375
Расчет с учетом диффузии	20,9	6,80	0,67	1,07	69,4	1,24	0,00	396
Расчет без учета диффузии	10,32	13,13	0,56	0,94	70,7	4,30	0,01	119

Таблица 2

Технологические параметры работы печи

Способ определения	Степень обжига известняка, %	Производительность печи, т/сут		Содержание в извести (CaO+MgO) _{общ} , %	Температура извести на выходе из печи, °С
		извести	активная известь		
Эксперимент	72,6	207	117	78,0	70-500
Расчет с учетом диффузии	74,3	205	120	78,8	283
Расчет без учета диффузии	30,9	305	58	62,0	180

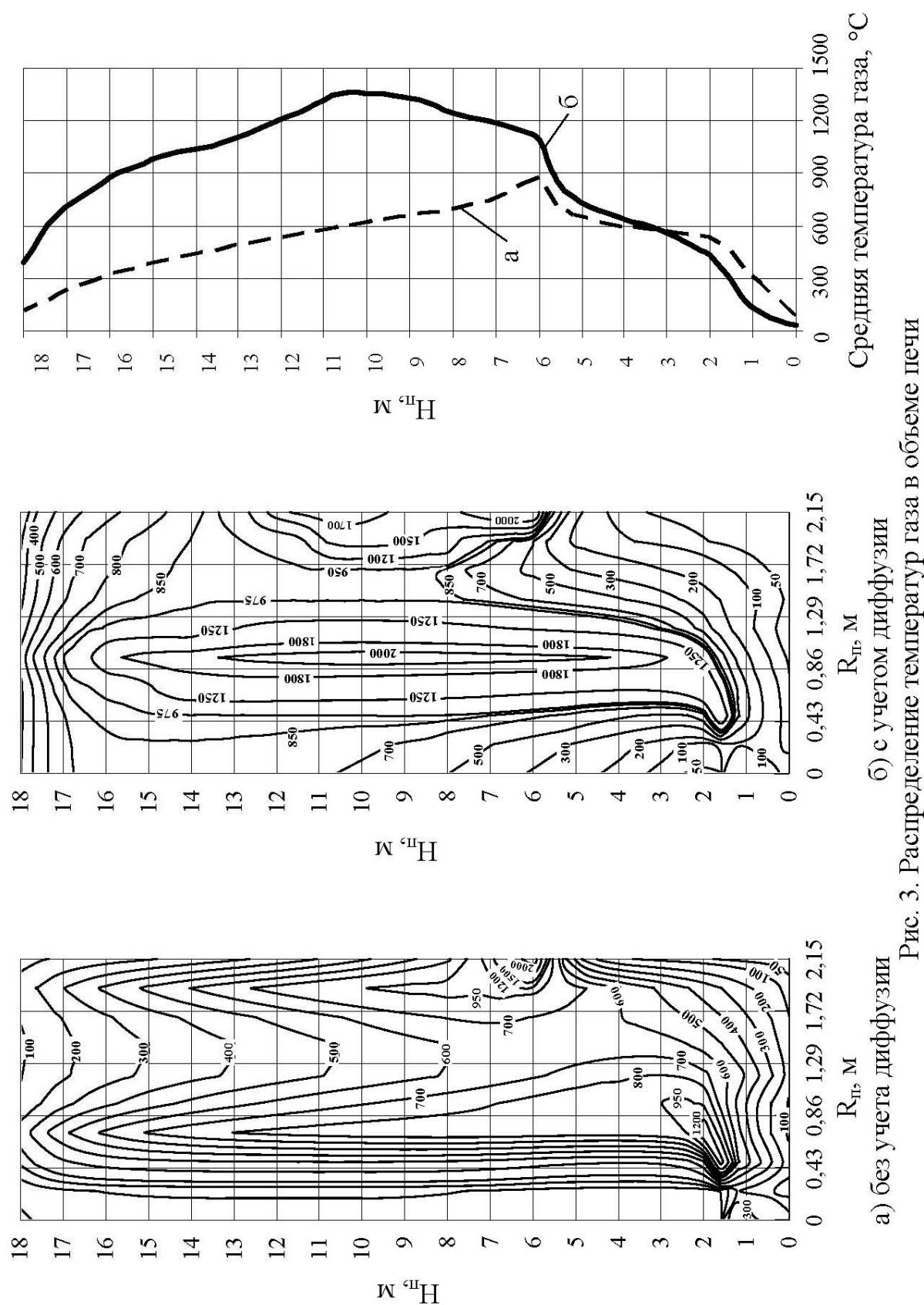


Рис. 3. Распределение температур газа в объеме печи

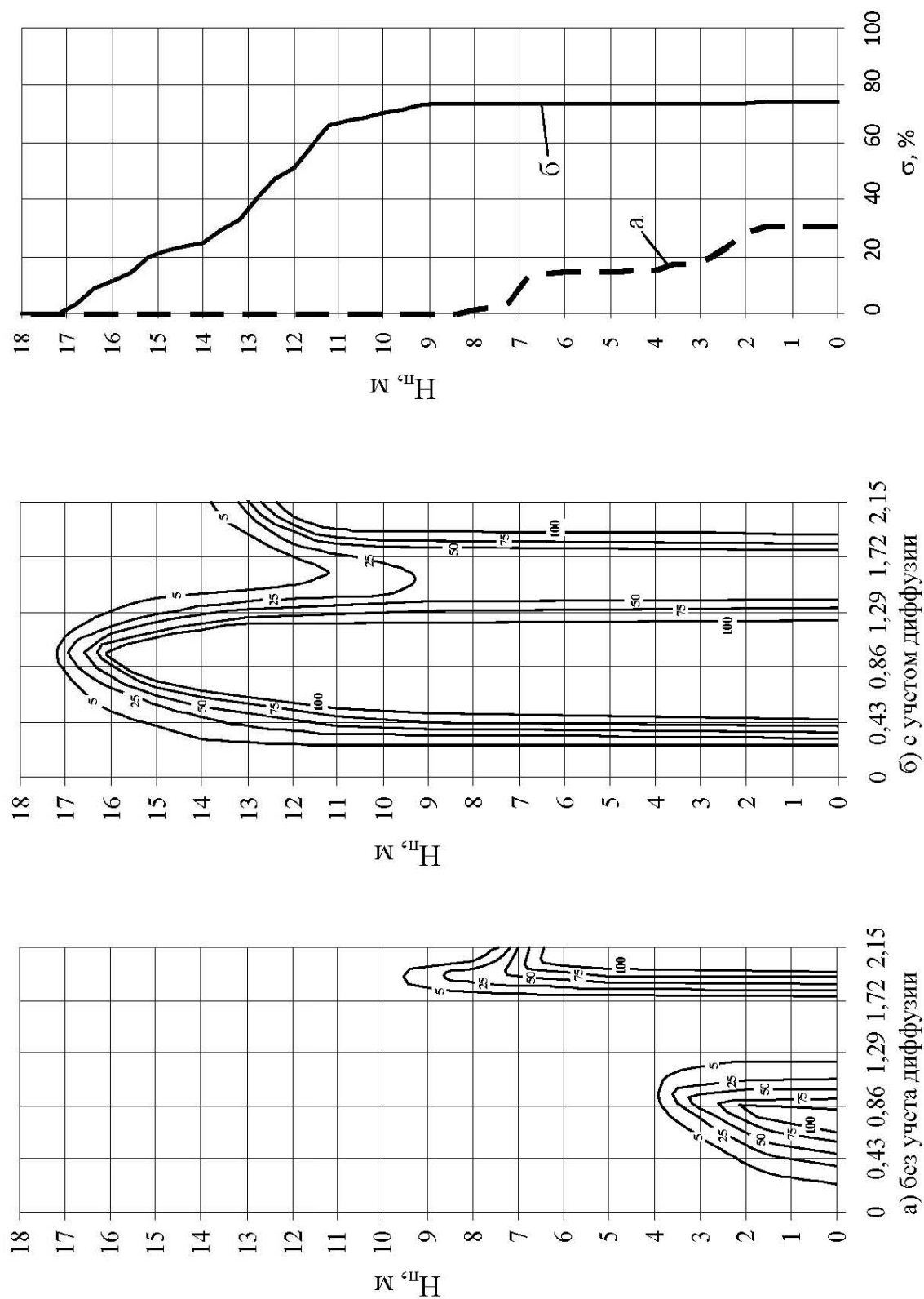


Рис. 4. Распределение степени обжига известняка в объеме печи

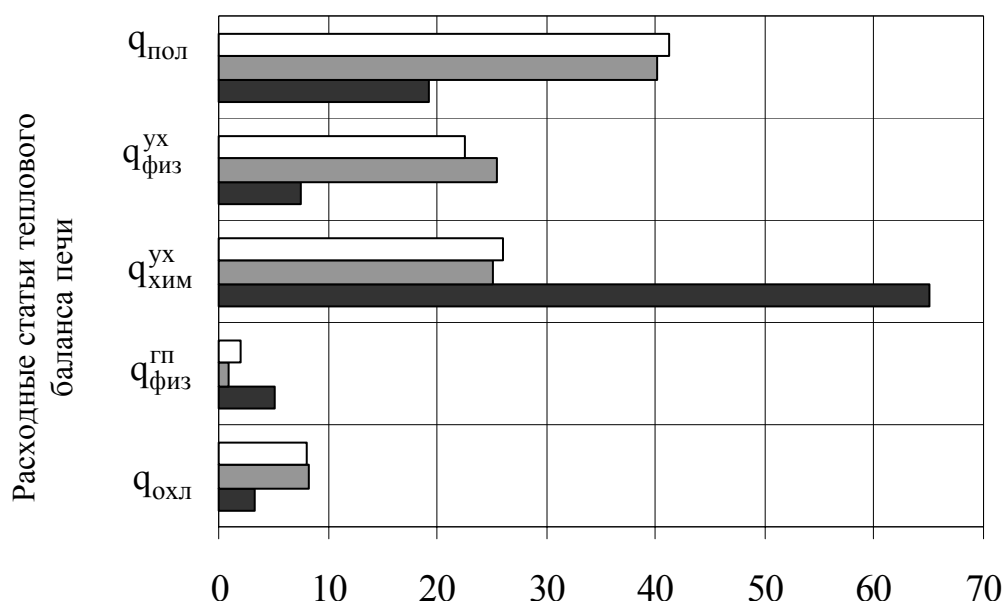


Рис. 5. Диаграмма распределения расходных статей теплового баланса шахтной известково-обжиговой печи:

- - эксперимент
- (gray) - расчет с учетом диффузии
- (black) - расчет без учета диффузии

Из рисунка 3 следует, что без учета диффузии горение топлива практически отсутствует. В объеме печи не образуются высокотемпературные зоны, в результате чего расчетная степень обжига известняка в зоне выгрузки без учета диффузии составляет только 30,9 % против 72,6 %, полученной экспериментально (рис. 4, табл. 2). Аналогичное несоответствие расчетных и опытных данных наблюдается в расходных статьях теплового баланса (рис. 5), составе продуктов сгорания (табл. 1) и технологических показателях работы печи (табл. 2).

Таким образом, учет турбулентной диффузии в общей постановке существенно повышает достоверность математической модели. При этом, сам механизм диффузионного переноса является определяющим в тепловой работе печи наравне с конвективным массообменом.

Кроме того, следует обратить внимание на характер обжига материала в объеме печи (рис. 4). Согласно данным [11, 12], а также результатам исследований на модели диссоциации куска [13, 14], для условий шахтных печей длительность обжига известняка по достижении им температуры диссоциации 900 °С составляет 2 – 3 часа. С другой стороны, при заданных геометрических размерах печи и расходе

известняка время пребывания материала в агрегате находится в пределах от 30 до 40 ч. Откуда следует, что высота зоны обжига теоретически не должна превышать 1,0 – 1,5 м.

Тем не менее, в соответствии с классическим представлением о работе шахтных печей [5, 11] и результатами теоретических исследований (рис. 4) протяженность зоны обжига составляет около 10 м. Однако размер данной зоны не столько связан с длительностью диссоциации самого материала, сколько с последовательным включением в этот процесс соседних «концентрических» слоев известняка (рис. 4). При этом каждый отдельно взятый «концентрический» слой диссоциирует на протяжении 1 – 4 м. Таким образом, в действующих обжиговых агрегатах существуют скрытые резервы, использование которых на основе оптимального перераспределения топлива и окислителя может обеспечить повышение производительности печи и снижение удельного расхода топлива.

Выводы

Проведены комплексные экспериментальные и расчетно-теоретические исследования работы шахтной известково-обжиговой печи производительностью 200 т/сут с центральным и периферийным подводом топлива. Установлено, что турбулентная диффузия газа оказывает существенное влияние на характер тепло- и массообменных процессов в известково-обжиговых печах. Учет данного фактора при математическом моделировании существенно повышает точность модели. Это выражается, прежде всего, в определении расчетной степени обжига материала: 30,9 % – без учета диффузии; 72,6 % – с учетом диффузии, – при экспериментальном значении данного показателя 74,3 %.

Анализ особенностей обжига известняка в шахтных агрегатах показал возможность увеличения их производительности и снижения удельного расхода топлива. Решение этих задач возможно путем оптимального распределения топлива и окислителя в объеме рабочего пространства.

Список литературы

1. Бойко В. Н. Расчет показателей качества известняка и извести / В. Н. Бойко, О. Г. Федоров., С. И. Сазонов., С. Н. Форись // Металлургическая и горнорудная промышленность. – Днепропетровск. – 2003. – № 2.
2. Федоров О. Г. Методика определения тепло-технологических показателей работы шахтных известково-обжиговых печей по результатам химического анализа уходящих газов / О. Г. Федоров,

В. Н. Бойко, С. И. Сазонов, С. Н. Форись // *Металлургическая тепло-техника*. – Днепропетровск : НМетАУ. – 2003. – Т. 9. – С. 10 – 15.

3. Гордон Я. М. *Механика движения материала и газов в шахтных печах* / Я. М. Гордон., Е. В. Максимов, В. С. Швыдкий. – Алма-Ата, 1989. – 144 с.

4. Федоров О. Г. *Расчет газораспределения в плотном продуваемом слое при обжиге известняка в шахтных печах* / О. Г. Федоров, В. Р. Журавский, Д. П. Нелюбина // *Тезисы докладов республиканской конференции «Вопросы совершенствования тепловой работы и конструкций металлургических печей»*. – Днепропетровск. – 1981. – С. 9 – 10.

5. Ляшенко Ю. П. *Разработка и внедрение эффективных газодинамических и тепловых режимов шахтных печей для обжига известняка* : Автореф. дис... канд.техн.наук : 05.14.04. – Днепропетровск, 1985. – 22 с.

6. Розенгарт Ю. И. *Движение газов в шахтных известково-обжиговых печах* / Розенгарт Ю. И., Федоров О. Г., Ляшенко Ю. П. и др. // *Изв. вузов. Черная металлургия*. – 1990. – № 6. – С.79 – 81.

7. Аэров М. Э. *Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем* / Аэров М.Э., Тодес О.М. – Л. : Химия, 1968.– 512 с.

8. Сазонов С. И. *Эффективность замены природного газа доменным в шахтных известково-обжиговых печах* / С. И. Сазонов, С. Н. Форись, О. Г. Федоров // *Теория и практика металлургии. Общегосударственный научно-технический журнал*. – Днепропетровск : – 2005. – С. 7 – 10.

9. Швыдкий Д. В. *Разработка новой технологии получения металлургической извести в шахтных печах* : Автореф. дис... канд.техн.наук: 05.16.02. : – Екатеринбург, 1997. – 19 с.

10. Форись С. М. *Математическое моделирование шахтных известково-обжиговых печей* / С. М. Форись, С. С. Федоров, М. В. Губинский // *Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць*. – 2008. – Т.2. – С. 98 – 104.

11. Табунщиков Н. П. *Производство извести* / Н. П. Табунщиков. – М. : Химия, 1974. – 240 с.

12. Пархоменко Т. Ю. *Прогнозирование качества металлургической извести на основе математической модели кинетики диссоциации известняка* : автореф. дисс. на соискание науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.16.02 «Металлургия черных металлов» / Т. Ю. Пархоменко. – Днепропетровск, 1989. – 17 с.

13. Форись С. Н. *Математическое моделирование процесса термической диссоциации карбонатов* / С. Н. Форись, О. Г. Федоров //

Металлургическая теплотехника: сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 76 – 83.

14. Форись С. Н. Влияние внешнего теплообмена на длительность обжига известняка / С. Н. Форись, С. С. Федоров, О. Г. Федоров // Металлургическая теплотехника: сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск: ПП Грек О.С. – 2006. – С. 340 – 348.

Рукопись поступила 29.12.2009 г.

УДК 629.3.027.5:621.1.016.4

Шаптала М.В. — ассистент, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта

Аронович Ф.Д. — инженер-механик по вулканизационным процессам, Украинский завод сверхкрупногабаритных шин

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРЕВА СВЕРХКРУПНОГАБАРИТНОЙ ШИНЫ ПРИ ВУЛКАНИЗАЦИИ

Приведены результаты экспериментальных замеров температур во время вулканизации сверхкрупногабаритной шины размера 33.00-51. Выполнено сравнение расчетных и экспериментальных данных. В основу расчета положено трехмерное уравнение теплопроводности, которое решается методом конечных элементов и позволяет учесть особенности сложной многослойной конструкции покрышки. К конструктивным особенностям отнесена сложная геометрия рисунка протектора, которая формирует область приложения граничных условий на наружной поверхности шины. Это обстоятельство играет важную роль в распределении температур по толщине шины и расположении труднопрогреваемой зоны покрышки. Эта зона является определяющей для разработки режима вулканизации. Результаты расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментом.

Ключевые слова: вулканизация, тепловой режим, теплообмен, шина, покрышка, метод конечных элементов.

Введение

При проектировании новых конструкций пневматических покрышек и массивных шин, а также при изменении конструкций существующих шин стоит задача разработки режима их вулканизации. Под вулканизацией понимают технологический процесс нагрева заготовки шины, собранной из сырой, не обладающей упругими свойствами, резины в вулканизационном прессе при высокой температуре (130 – 200 °С) и давлении (до 2,8 МПа). Повышенная температура ускоряет химическую реакцию вулканизации, суть которой состоит в сшивании молекул каучука в единую пространственную сетку. Благодаря этому резина превращается в высокоэластичное соединение и приобретает необходимые эксплуатационные свойства [1].

При проектировании режима вулканизации требуется определение такого минимального времени подачи теплоносителей, при кото-

ром необходимые прочностные свойства материалов шины в наиболее трудно прогреваемой зоне изделия достигают требуемых величин [2].

Применяемые на сегодня в шинной промышленности методы не позволяют с достаточной точностью выявить наиболее трудно прогреваемую зону или так называемую «холодную точку» т.к. они ограничены одномерными (метод эквивалентной или приведенной пластины [3]) и двумерными (метод автономных участков [4]) геометрическими моделями. Они не учитывают трехмерные тепловые потоки, обусловленные сложной геометрией рисунка протектора, которые в той или иной степени влияют на темп нагрева в «холодной точке» изделия, а, следовательно, и на общую длительность процесса вулканизации.

Ранее [5 – 7] для устранения этих недостатков была предложена методика расчета, которая основана на применении в расчетах не упрощенных одно- и двумерных моделей, а наиболее приближенных к реальной конструкции трехмерных моделей изделия. Целью данной статьи является апробация предложенной методики путем сравнения результатов расчета с экспериментальными замерами при вулканизации сверхкрупногабаритной покрышки размера 33.00-51.

Методика расчета

Для определения времени вулканизации необходимо решить две взаимосвязанные задачи: определить изменение температурного поля в изделии во время нагрева в вулканизационном прессе, а также в период послевулканизационного остывания на воздухе и рассчитать кинетику вулканизации с целью определения времени достижения необходимых свойств в «холодной точке».

Расчет температурного поля во время вулканизации

Процесс распространения тепла в покрышке во время технологического процесса вулканизации описывается дифференциальным уравнением теплопроводности в трехмерной постановке с учетом внутренних источников теплоты, обусловленных химической реакцией вулканизации [8]:

$$\frac{\partial T_i}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(a_i \frac{\partial T_i}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_i \frac{\partial T_i}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(a_i \frac{\partial T_i}{\partial z} \right) + Q_i \frac{d\xi}{d\tau}, \quad (1)$$

$$(x, y, z) \in \Omega_i, \tau > 0, i = 1, 2, \dots, n,$$

где T_i – температура i -ой области расчетной модели; τ – время; a_i – коэффициент температуропроводности i -ой области; Q_i – удельное количество теплоты, выделяемое в i -ой области за все время вулканизации; ξ – степень вулканизации, рассчитываемой по [9]; n – количество разнородных материалов, входящих в расчетную модель.

Уравнение (1) должно быть дополнено условиями однозначности: начальными и граничными условиями.

В начальный момент времени принимаем, что температура во всех слоях покрышки Ω одинакова и равна температуре окружающей среды T_0 :

$$T(x, y, z, \tau) = T_0, \quad (x, y, z) \in \Omega, \quad \tau = 0. \quad (2)$$

Граничные условия:

$$T(x, y, z) = f(\tau), \quad (x, y, z) \in \Gamma_{n1}, \quad \tau_1 > \tau > 0, \quad (3)$$

$$\lambda_m \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_n + \alpha(\tau)(T_m(\tau) - T_n(\tau)) = 0, \quad (x, y, z) \in \Gamma_{n2}, \quad \tau_1 > \tau > 0, \quad (4)$$

$$\lambda_m \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_n + \alpha(\tau)(T_n(\tau) - T_m(\tau)) = 0, \quad (x, y, z) \in (\Gamma_{n1}, \Gamma_{n2}), \quad \tau_2 > \tau > \tau_1, \quad (5)$$

$$T|_{\Gamma_i} = T|_{\Gamma_{i+1}}, \quad -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\Gamma_i} = -\lambda_{i+1} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\Gamma_{i+1}}, \quad (6)$$

$$(x, y, z) \in \Gamma_i, \quad \tau > 0, \quad i = 1, 2, \dots, m$$

где Γ_{n1} – поверхность пресс-формы, через которую передается тепло от пара к нагреваемой покрышке; Γ_{n2} – поверхность диафрагмы, через которую передается тепло от перегретой воды к нагреваемому изделию; $f(\tau)$ – функция изменения температуры, которая зависит от параметра пара в паровой камере вулканизатора; $\alpha(\tau)$ – коэффициент теплоотдачи от перегретой воды во время нагрева τ_1 и от холодной воды и воздуха в период охлаждения $(\tau_2 - \tau_1)$; $T_n(\tau)$ – температура поверхности нагрева $(\Gamma_{n1} + \Gamma_{n2})$; $T_m(\tau)$ – температура перегретой воды в период нагрева и охлаждающей воды и воздуха в период остывания; λ_m – коэффициент теплопроводности теплоносителя; m – количество разнородных слоев покрышки с элементами вулканизационного оборудования (пресс-форма и диафрагма), входящих в расчетную модель.

Теплофизические характеристики материалов покрышки

Коэффициент температуропроводности резиновой смеси рассчитывается по формуле:

$$a(T) = \frac{\lambda_k}{c(T)\rho} \left(1 + \frac{0,00214}{\lambda_k} W \right), \quad (7)$$

где λ_k – коэффициент теплопроводности каучука, Вт/(мК); $c(T)$ – удельная теплоемкость резиновой смеси, Дж/(кгК); ρ – плотность резиновой смеси, кг/м³; W – дозировка углерода и кремнекислотного наполнителя, мас. ч.

Коэффициенты теплопроводности различных типов каучуков отличаются незначительно. Поэтому при наличии в резиновой смеси

одновременно нескольких типов каучуков, коэффициент теплопроводности в формуле (7) определяется по правилу аддитивности:

$$\lambda_k = \sum_{i=1}^k \omega_i \lambda_i, \quad (8)$$

где λ_i и ω_i – соответственно, теплопроводность и массовая часть i -го каучука смеси; k – количество каучуков, входящих в состав смеси.

Объемная теплоемкость каучука имеет температурную линейную зависимость [10]:

$$c(T) = c_0 + bT, \quad (9)$$

где c_0 и b – коэффициенты.

Теплоемкость и плотность резиновой смеси в достаточной степени аддитивны и определяются по формулам [9]:

$$c = \sum_{i=1}^k c_i \omega_i; \quad (10)$$

$$\frac{1}{\rho} = \sum_{i=1}^k \frac{\omega_i}{\rho_i}, \quad (11)$$

где c_i , ρ_i , ω_i – теплоемкость, плотность и массовая часть i -го ингредиента смеси; k – количество ингредиентов, входящих в состав смеси.

Конечно-элементная формулировка задачи теплопроводности

Для решения дифференциального уравнения теплопроводности (1) используется метод конечных элементов (МКЭ). Применение МКЭ довольно детально освещено в литературе [11, 12], здесь же будут приведены общие формулы, используемые при решении.

Исходная задача (1) сводится к решению системы дифференциальных уравнений [11, стр. 202]:

$$[M] \frac{\partial \{T\}}{\partial \tau} + [K] \{T\} = \{F\}, \quad (12)$$

где $[M]$ – глобальная матрица демпфирования системы:

$$[M] = \int_V C(T) [N]^T [N] dV, \quad (13)$$

где $[N]$ – матрица функции формы элемента; $[K]$ – глобальная матрица теплопроводности системы:

$$[K] = \int_V [\lambda] [B]^T [B] dV + \int_{\Gamma} \alpha(x, y, z, \tau) [N]^T [N] d\Gamma, \quad (14)$$

где $[\lambda]$ – матрица коэффициентов теплопроводности; $[B]$ – производные функции формы; $\alpha(x, y, z, \tau)$ – коэффициент теплоотдачи во время конвективного теплообмена с поверхности Γ ; $\{F\}$ – вектор нагрузки:

$$\{F\} = \int_V Q(x, y, z, \zeta) [N]^T dV - \int_\Gamma \alpha(x, y, z, \tau) T_\infty [N]^T d\Gamma, \quad (15)$$

где $Q(x, y, z, \zeta)$ – внутренние источники теплоты; T_∞ – температура окружающей среды; $\{T\}$ – искомая температура.

Для учета граничных условий первого рода (3) применяется метод штрафов, суть которого состоит в задании коэффициента теплоотдачи $\alpha(x, y, z, \tau) \rightarrow \infty$, при этом граничное условие третьего рода фактически становится граничным условием первого рода. Интегрирование по времени производится путем замены частной производной по времени в (12) ее конечно-разностным аналогом [12, стр. 271]:

$$\left(\frac{[M]}{\Delta\tau_n} + \theta[K] \right) \{T^{n+1}\} + \left(-\frac{[M]}{\Delta\tau_n} + (1-\theta)[K] \right) \{T^n\} = (1-\theta)\{F^n\} + \theta\{F^{n+1}\}, \quad (16)$$

где $\Delta\tau_n$ – шаг по времени; $\{T^{n+1}\}$ – значение температуры на следующем шаге; $\{T^n\}$ – значение температуры на текущем шаге; $\{F^{n+1}\}$ – вектор нагрузки на следующем шаге; $\{F^n\}$ – вектор нагрузки на текущем шаге; θ – точка коллокации, которая определяет схему конечно-разностного уравнения (12) и может иметь значения $0 \leq \theta \leq 1$. В расчетах применялась неявная конечно-разностная схема с разностью назад при $\theta = 1$.

Для расчета режима вулканизации разработан пакет программ на языке программирования C++, в основу которых положена вышеописанная математическая модель.

Экспериментальное исследование температур в шине при вулканизации

Температурные замеры при вулканизации шины размера 33.00-51, представленной на рис. 1, проводились на уже свулканизованной покрышке при ее повторной вулканизации. Такая методика отличается от принятой, которая состоит в закладке термодатчиков в сырую заготовку. Это было обусловлено тем, что положения термодатчиков, которые закладываются в сырую покрышку на стадии сборки, могут существенно изменяться и даже может произойти обрыв термоэлектродов в результате течения резиновой смеси при формировании рисунка протектора после подачи теплоносителя в диафрагму. Ввиду того, что повторная вулканизация могла повлиять на эксплуатационные характеристики шины,



Рис. 1. Внешний вид сверхкрупногабаритной шины размера 33.00-51

для замеров использовалась покрывка, не принятая ОТК по причине наличия незначительных дефектов протектора, которые не могли повлиять на результаты замеров.

Предварительный расчет позволил определить наиболее «холодные точки» в центральной части покрывки, которая располагается на расстоянии 20 мм от экватора, в наиболее широком месте грунтозацепа, на глубине 73 мм (точка 1 на рис. 2) и в плечевой зоне на глубине 100 мм (точка 2 на рис. 2). В этих двух точках и были заложены термодатчики, еще одна термодатчик была расположена на поверхности протектора для отслеживания изменения температуры на внутренней поверхности пресс-формы.

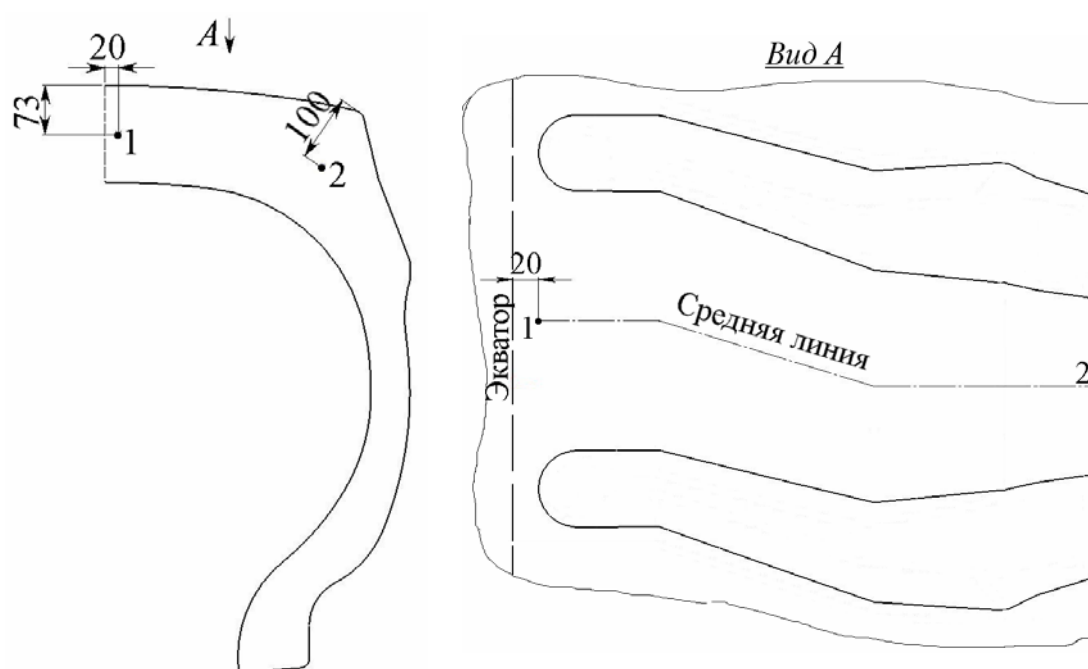


Рис. 2. Положение термодатчиков в покрывке

В указанных точках покрывки закладывались ХК термодатчики, преобразование термо-ЭДС в значения температуры осуществлялось устройством контроля температуры УКТ38-Щ8-ТП. Предел основной приведенной погрешности прибора не превышает 0,5 %. Показания температур регистрировались с интервалом 15 мин.

Анализ полученных результатов

Ввиду повторяемости и симметричности рисунка протектора (см. рис. 1) в качестве расчетной модели выбрана половина сектора шины с одним шагом рисунка протектора, включающая массивный грунтозацеп. Боковина шины представляет собой оболочку вращения и не имеет вырезов и канавок, как на грунтозацепе; толщина боковины меньше, чем толщина протектора в плечевой зоне, поэтому темпе-

ратурное поле борта и боковины не будет влиять на температуру в протекторе. Из модели были исключены: большая часть боковины, половина каркаса и борт. Это позволило сократить время расчета, а также повысить точность за счет сгущения конечно-элементной сетки. Многослойная твердотельная модель, которая включает основные элементы крыши (каркас, боковина, брекер, подканавка и протектор), а также элементы вулканизационного оборудования (диафрагму и пресс-форму) была построена в САПР SolidWorks. На рис. 3 представлена расчетная твердотельная модель без пресс-формы для отображения наличия грунтозацепа.

На рис. 4 представлена конечно-элементная расчетная модель, полученная на базе твердотельной модели в препроцессоре программы gmsh.

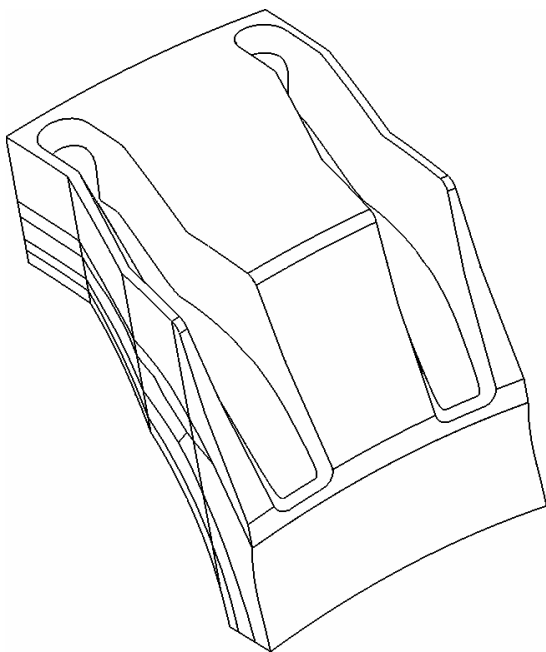


Рис. 3. Расчетная твердотельная модель крыши

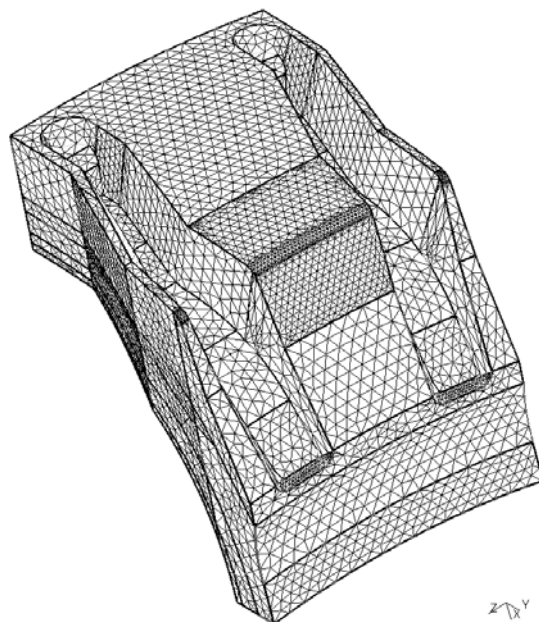


Рис. 4. Конечно-элементная расчетная модель

Начальная температура крыши, по данным температурного замера, составила $T_0 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура перегретой воды, которая подается в диафрагму в основной период вулканизации, составляет $175\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя был рассчитан, исходя из расхода и теплофизических свойств перегретой воды, условного диаметра внутренней полости крыши, и составил $\alpha = 116\text{ Вт/(м}^2\text{ }^{\circ}\text{C)}$.

Температура насыщенного пара, подаваемого в основной период в паровую камеру, составляет $135\text{ }^{\circ}\text{C}$, при этом коэффициент тепло-

отдачи от конденсирующегося пара, с учетом наличия 10 вес. % воздуха в паровой камере [13, стр. 219], принимался равным $\alpha = 930 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

В соответствии с технологией вулканизации для отпрессовки рисунка протектора перегретая вода в диафрагму подается сразу, а теплоноситель в паровую камеру – лишь на 60 мин после начала вулканизации. В конце цикла вулканизации в диафрагму подают охлаждающую воду и прекращают подачу пара в паровую камеру, в результате чего температура постепенно снижается.

На рис. 5 представлены графики изменения температуры по поверхностям нагрева с учетом основных и переходных процессов вулканизации, которые были использованы в расчете при задании граничных условий.

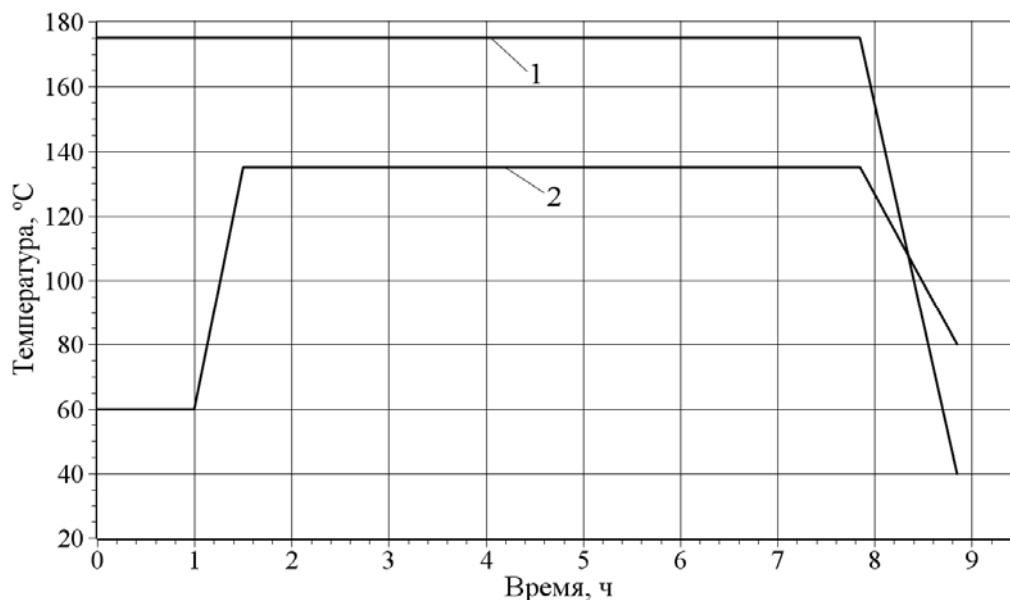


Рис. 5. Граничные условия при расчете вулканизации покрышки 33.00-51:
1 – температура в диафрагме; 2 – температура в паровой камере

Ввиду того, что замер температур производился на уже свулканизованной покрышке, то в расчете не учитывались внутренние источники теплоты, т.к. химической реакции сшивания не происходит.

На рис. 6 представлен график изменения температуры в точке 1, полученной замером и расчетом.

На рис. 7 представлен график изменения температуры в точке 2, полученной экспериментально и расчетом.

Видно, что отклонение рассчитанной температуры от замеренной со временем уменьшается. Следует отметить, что при проектировании режимов вулканизации несовпадение температуры на начальном эта-

пе нагрєва существенно не влияет на точность расчета, поскольку собственно процесс структурирования начинается со 100 °С.

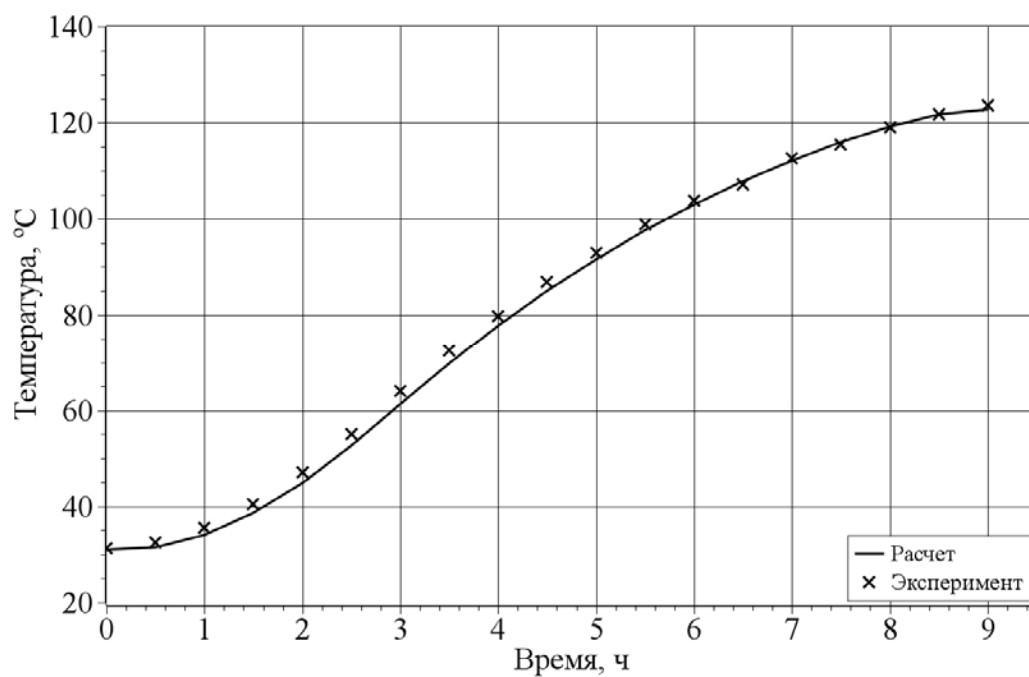


Рис. 6. Изменение температуры в точке 1

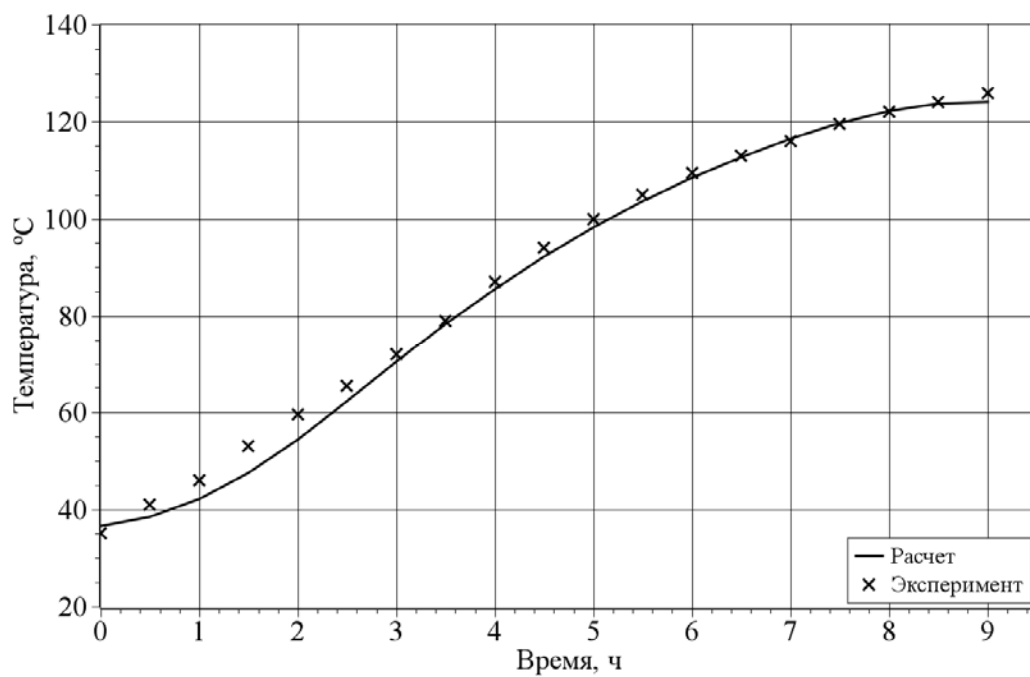


Рис. 7. Изменение температуры в точке 2

Выводы

1. Получены экспериментальные данные изменения температуры в сверхкрупногабаритной шине при вулканизации.
2. Произведено сравнение экспериментальных данных с расчетами, выполненными с применением МКЭ. Результаты расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментом.

Список литературы

1. Лукомская А. И. Тепловые основы вулканизации резиновых изделий / А. И. Лукомская, П. Ф. Баденков, Л. М. Кеперша. – М. : Химия, 1972. – 358 с.
2. Третьяков О. Б. Автомобильные шины. Конструкция, механика, свойства, эксплуатация / О. Б. Третьяков, В. А. Гудков, А. А. Вольнов, В. Н. Тарновский. – М. : КолосС, Химия, 2007. – 432 с.
3. Аронович Ф. Д. Расчет продолжительности вулканизации покрышек сельскохозяйственных и крупногабаритных автомобильных шин методом приведенной пластины / Ф. Д. Аронович, В. А. Ищенко, Л. Б. Никитина, М. И. Свердел // Каучук и резина. – 1976. – № 6. – С. 28–32.
4. Свердел М. И., Зимин А. В., Дзюра Е. А. Программно-методическое обеспечение проектирования режимов вулканизации покрышек пневматических шин / М. И. Свердел, А. В. Зимин, Е. А. Дзюра // Каучук и резина. – 2003. – № 5. – С. 17–22.
5. Шаптала М. В. Математическое моделирование теплового режима вулканизации автомобильных покрышек / М. В. Шаптала // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформованого твердого тіла. – 2008. – № 9. – С. 225–238.
6. Ищенко В. А. Особенности расчета режимов вулканизации пневматических шин с учетом трехмерности конструкции / В. А. Ищенко, М. В. Шаптала // Системные технологии : региональный межвузовский сборник научных трудов. – 2008. – № 2(55). – С. 147–157.
7. Ищенко В. А. Расчет температурных полей массивных шин при вулканизации / В. А. Ищенко, М. В. Шаптала // Вестник Днепропетровского университета. – 2007. – № 2/1. – С. 157–164.
8. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М. : Высшая школа, 1967. – 600 с.
9. Аронович Ф. Д. Влияние вулканизационных характеристик на надежность интенсифицированных режимов вулканизации толсто-стенных изделий / Ф. Д. Аронович // Каучук и резина. – 1993. – № 2. – С. 42–46.
10. Беляева В. А. Теплофизические и вулканизационные характеристики резиновых смесей и их использование в расчетах вулкани-

зации / Беляева В. А., Кончаров Г. С., Пятерская И. П., Рождественский О. И. – М. : ЦНИИТЭнефтехим, 1972.

11. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Сегерлинд Л. – М. : Мир, 1979. – 393 с.

12. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / Зенкевич О. и Морган К. – М. : Мир, 1986. – 318 с.

13. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники / Т. Хоблер. [перев. с польского А. В. Плисса]. – Ленинград : Госхимиздат, 1961. – 820 с.

Рукопись поступила 27.01.2010 г.

УДК 669.162

Шашкин В.Ю. — к.т.н., доц., Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Российская Федерация

Торопов Е.В. — д.т.н., проф., Южно-Уральский государственный университет

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В АЭРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ С НАГНЕТАТЕЛЯМИ

В работе рассматривается динамика и условия устойчивой работы аэромеханической системы с нагнетателями. Приводятся уравнение, описывающее динамику системы, включающей массовые, упругие силы и силы сопротивления, а так же выражения для определения коэффициента затухания и собственной частоты колебательной системы. На основании этих выражений оценивается поведение системы, наличие равновесных точек, устойчивость этих точек. Сформулированы условия статической устойчивости системы в равновесной точке, а так же условия наличия и отсутствия самовозбуждения колебаний в системе. Проводится анализ условий динамической устойчивости. Так же сформулированы условия устойчивости системы в зависимости от отношения сосредоточенной акустической массы к сосредоточенной акустической емкости.

Ключевые слова: воздуходувная машина, динамика, система, устойчивость, помпаж.

Введение

Воздуходувная или газодувная машина, реализующая превращение электрической энергии в механическую энергию газового потока, обладает основным свойством активного элемента аэродинамической системы – способностью к возбуждению автоколебаний без внешнего возмущения. Важными с точки зрения теории колебаний в такой системе являются инерционные, упругие и диссипативные свойства потока газа в машине и в участках тракта. Представляется актуальным определить условия устойчивой работы системы, включающей вентилятор и трубопроводы примыкания.

Классическая теория воздуходувных машин [1] определяет основные характеристики для условий стабильной работы, когда движение газового потока подчиняется закономерностям стационарного течения. Поэтому применение методов классической теории к анализу процессов в воздуходувных машинах возможно только в области стационарных режимов. Неустойчивые режимы относят к той части ха-

рактеристики машины, где снижению подачи, то есть расхода газообразной среды, соответствует снижение развиваемого давления. При этом допускается, что при включении в сеть значительной емкости в системе возможно возникновение автоколебательных (помпажных) режимов.

Цель данной работы – проанализировать условия устойчивой работы аэромеханической системы с нагнетателями.

Анализ динамики процессов в воздуходувной машине

Для анализа динамики процессов в воздуходувной машине воспользуемся методом [2] для малонапорного компрессора, характеризующимся двумя допущениями.

Сложная аэродинамическая система, включающая собственно вентилятор, трубопроводы примыкания и аэродинамические сопротивления, то есть система с распределенными параметрами заменяется системой с сосредоточенными параметрами с одной степенью свободы. В элементах такой системы возможны колебательные режимы двух типов. Процессы сжатия и расширения среды в объемных элементах происходят по схеме $P = \text{idem}$, когда давление в любой точке объема изменяется синхронно и синфазно; основной характеристикой такого элемента является сосредоточенная акустическая емкость $Ca = V_0 / \rho c^2$, $\text{м}^4 \text{с}^2 / \text{кг}$, где V_0 – объем емкости, м^3 , ρ – плотность среды в ней, $\text{кг} / \text{м}^3$, c – скорость звука в среде, $\text{м} / \text{с}$. В протяженных элементах, например, в соединительных трубопроводах, происходят колебательные процессы по схеме $V = \text{idem}$, когда объемный расход среды V , $\text{м}^3 / \text{с}$, колеблется в любой точке элемента синхронно и синфазно; этот элемент, имеющий длину l , м , и площадь поперечного сечения s , м^2 , характеризуется сосредоточенной акустической массой $Ma = \rho l / s$, $\text{кг} / \text{м}^4$. Явления, связанные с распространением волны сжатия и расширения по потоку среды, не оказывают влияния на характер динамических процессов в рассматриваемой системе – таким образом, объектом рассмотрения являются низкочастотные колебания инфразвукового диапазона, что характерно для промышленных аэромеханических систем.

Кроме того, принимается, что степень компримирования среды в машине и элементах тракта невелика, таким образом, плотность, температура, скорость звука и объемный расход среды при прохождении через машину не изменяются.

Сделанные допущения позволяют записать дифференциальное уравнение движения системы в виде:

$$Ma \frac{dV}{d\tau} = F(V) - P; \quad (1)$$

где $Ma = Ma_1 + Ma_2 \cdot \pi(V)$ – акустическая масса системы, кг/м^4 , складывающаяся из акустических масс входного (Ma_1) и выходного (Ma_2) трубопроводов с учетом относительной характеристики вентилятора $P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}} = \pi(V)$. Уравнение (1) получается при совместном рассмотрении теоремы импульсов Эйлера и баланса сил давления на концах трубопроводов.

Выходной трубопровод, обладающий сосредоточенной акустической емкостью $Ca = V_6 / \rho c^2$, $\text{м}^4 \text{с}^2 / \text{кг}$, реализует адиабатический процесс сжатия и поэтому уравнение движения системы для этого участка дает зависимость скорости изменения давления с изменением расхода:

$$Ca \frac{dP}{d\tau} = V - \varphi_1(P). \quad (2)$$

Здесь и в (1) введены две функции, описывающие характеристику сети $\varphi_1(P) = V_1$ и вентилятора $F(V) = P_0[\pi(V) - 1]$.

Система двух нелинейных дифференциальных уравнения 1-го порядка (1), (2) описывает динамические процессы в рассматриваемой аэродинамической системе. Если принять $\frac{dP}{d\tau} = 0$ и $\frac{dV}{d\tau} = 0$, то уравнения (1), (2) дадут систему для определения равновесных точек:

$$\begin{aligned} F^*(V) - P^* &= 0; \\ V^* - \varphi_1(P^*) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Заменим переменные через равновесные значения и приращения

$$\begin{aligned} \frac{d(\delta V)}{d\tau} &= \frac{1}{Ma} [F(V^* + \delta V) - (P^* + \delta P)]; \\ \frac{d(\delta P)}{d\tau} &= \frac{1}{Ca} [(V^* + \delta V) - \varphi_1(P^* + \delta P)]. \end{aligned} \quad (4)$$

Математически эта замена означает перенос начала координат в равновесную точку. В качестве переменных здесь взяты приращения первоначальных переменных.

С целью линеаризации функции $\varphi_1(P)$ и $F(V)$ необходимо разложить в ряд Тейлора около равновесной точки и ограничиться только первыми двумя членами разложения. Это позволяет преобразовать систему (4) к одному дифференциальному уравнению второго порядка:

$$\begin{aligned} Ma \frac{d^2}{d\tau^2}(\delta V) + \left[\frac{Ma}{kCa} - \frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} \right] \frac{d}{d\tau}(\delta V) + \\ + \frac{1}{kCa} \left[k - \frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} \right] \delta V = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Нетрудно заметить, что уравнение (5) описывает динамику системы, включающей массовые, упругие силы и силы сопротивления. Коэффициент k в уравнении (5) – динамический коэффициент сопротивления на выходе из емкости:

$$\frac{1}{k} = \left[\frac{d\varphi_1(P^* + \delta P)}{dP} \right]_{P=P^*}; \quad k = \left[\frac{d\varphi(V_1)}{dV} \right]_{V_1=V^*}. \quad (6)$$

Если представить колебательные процессы в виде затухающих гармоник, то из (5) можно сразу определить коэффициент затухания [3]:

$$\delta = \left[\frac{Ma}{kCa} - \frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} \right] \frac{1}{2Ma}, \quad (7)$$

и собственную частоту колебательной системы:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{kCaMa} \left[k - \frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} \right]}. \quad (8)$$

Качественные особенности процессов определяются в основном уравнением (7), так как именно величина и знак коэффициента затухания δ характеризуют движение системы в области колебательных параметров.

Не производя численных расчетов по формулам (7) и (8), можно оценить поведение системы, наличие равновесных точек, устойчивость этих точек, наличие предельных циклов (колебательных режимов) и ряд других особенностей. Расположение предельных циклов и поведение системы вблизи них оказывает влияние на режим возбуждения колебаний.

В самом начале анализа следует отметить, что устойчивость равновесного режима в данной точке определяется соотношением между двумя величинами в выражении (8): $k = \left[\frac{d\varphi(V_1)}{dV} \right]_{V_1=V^*}$ и $\frac{dF(V^* + \delta V)}{dV}$.

Равенство этих величин означает равенство нулю собственной частоты колебания системы $\omega = 0$, если их алгебраическая сумма положительна, система устойчива в равновесной точке, если отрицательна – система уходит из равновесной точки. Эти соображения справедливы в рамках линейного разложения функций $\varphi(P)$ и $F(V)$ в окрестности равновесной точки и позволяют сформулировать условия статической устойчивости.

Итак, условия статической устойчивости системы в равновесной точке:

1. $\frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} = \frac{d\varphi(V_1)}{dV}$ – состояние системы статически устойчиво, и после нанесения возмущения система возвращается в равновесную точку по лимитационной кривой; на фазовом портрете системы движение изображается пучком прямых, входящих в начало координат.
2. $\frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} < \frac{d\varphi(V_1)}{dV}$ – состояние системы статически устойчиво, после нанесения возмущения система возвращается в равновесную точку, совершая затухающие колебания; на фазовом портрете этому случаю соответствует фокус, узел или центр.
3. $\frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} > \frac{d\varphi(V_1)}{dV}$ – состояние системы статически неустойчиво, при нанесении возмущений система движется от равновесной точки; на фазовом портрете этому случаю соответствует особая точка типа седла [4].

Условиям 1 и 2 соответствует нахождение равновесной точки на нисходящих ветвях характеристики вентилятора, условию 3 – нахождение на восходящей ветви. Таким образом, классическая теория вентиляторов исследует только статическую устойчивость работы машин без учета динамических процессов в них [1].

Линеаризованное уравнение (5) позволяет также сформулировать условие самовозбуждения колебаний в системе. Колебания идут с возрастанием амплитуды при $\delta < 0$; таким образом, условием самовозбуждения колебаний будет неравенство:

4. $\frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} < \frac{Ma}{kCa}$ – система динамически неустойчива, в ней самопроизвольно возникают колебания с возрастающей амплитудой; на фазовом портрете системы этому случаю соответствует особая точка типа неустойчивого фокуса или узла.

В рамках линейной теории условие 4 говорит о неограниченном возрастании амплитуды собственных колебаний при $\delta < 0$. Фактически при некотором значении амплитуды даже небольшая нелинейность начинает играть принципиальную роль. Влияние нелинейности скажется в стабилизации амплитуды колебаний.

В этих условиях линейная теория приходит в противоречие с практическими характеристиками явления. Таким образом, при существовании условия 4 уравнение (5) описывает только начало движения системы, асимптотическое значение амплитуды исследовать с помощью линейного уравнения нельзя. Однако, знак коэффициента затухания δ дает четкое представление о направлении движения системы, что достаточно для качественной оценки.

Условием отсутствия самовозбуждения в системе следует считать равенство:

$$5. \quad \frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} = \frac{Ma}{kCa} \quad - \quad \text{система динамически индифферентна, она может совершать незатухающие колебания с любой амплитудой; на фазовом портрете этому случаю соответствует особая точка типа центра с бесчисленным множеством замкнутых циклов.}$$

В реальной системе условие 5 трудно осуществить, поэтому правильнее условием отсутствия самовозбуждения следует признать:

$$6. \quad \frac{dF(V^* + \delta V)}{dV} > \frac{Ma}{kCa} \quad - \quad \text{система при нанесении возмущения возвращается к состоянию равновесия, реализуя апериодический процесс; на фазовом портрете этому соответствует устойчивый фокус или узел.}$$

Необходимо отметить, что условия статической 1 и динамической 5 устойчивости почти неосуществимы на практике, так как выполнить реальную систему со строгим равенством заданных показателей определенным величинам не представляется возможным. Любое же отклонение конструктивных или эксплуатационных показателей приведет к переходу в область условий 2, 3, 4 или 6; эти условия и следует признать основными при исследовании движения системы.

Условия динамической устойчивости 4, 6 характеризуют поведение системы «в малом», то есть при сколь угодно малом отклонении от состояния равновесия. Если соблюдается условие 6 – система динамически устойчива «в малом», при соблюдении условия 4 в системе возможен мягкий режим самовозбуждения колебаний.

Однако, при соблюдении условия 6 в системе возможны колебания при жестком режиме возбуждения, для этого необходимо достаточно сильное возмущение, которое выведет систему за границы предельного цикла. Если этот цикл характеризуется внешней неустойчи-

востью, то в системе возникнут колебания с частотой второго предельного цикла [4].

Жесткое возбуждение помпажных колебаний по Казакевичу В.В. [4] возможно при наличии на характеристике вентилятора более крутой левой части. Этим условиям отвечают характеристики всех дутьевых машин серии 0,7 – 37°, которые устанавливаются на вентиляторах горелок доменных воздуходогревателей [5].

Значительную роль в возникновении помпажа играет отношение сосредоточенной акустической массы Ma к сосредоточенной акустической емкости Ca , область устойчивости системы увеличивается с увеличением этого отношения:

$$\frac{Ma}{Ca} = 5 \cdot 10^7 \frac{l}{F} \frac{1}{V_0} \frac{1}{T}, \quad (9)$$

где V_0 – сосредоточенный объем, м³; l , F – длина, м, и площадь, м², поперечного сечения массового элемента; T – абсолютная температура воздуха, К.

Выводы

Сформулированы и проанализированы условия устойчивой работы аэромеханической системы с нагнетателями. Условия статической 1 и динамической 5 устойчивости почти неосуществимы на практике, так как выполнить реальную систему со строгим равенством заданных показателей определенным величинам не представляется возможным. Любое же отклонение конструктивных или эксплуатационных показателей приведет к переходу в область условий 2, 3, 4 или 6; эти условия и следует признать основными при исследовании движения системы.

В соответствии с уравнением (9), повышению запаса устойчивости системы способствует увеличение длины воздушного пути l и снижение площади поперечного сечения F . Эти выводы хорошо согласуются с экспериментальными данными: на доменных печах № 9 и №10 ММК воздушные патрубки горелок были уменьшены в диаметре в 1,5 раза, при этом возникающие в камере горения пульсации не приводили к помпажным явлениям в вентиляторе. На воздуходогревателях доменных печей 1 – 4 вентиляторы были установлены с удлинением воздушного пути, что также обеспечило более устойчивую работу горелок. При эксплуатации горелок в зимних условиях также замечено, что при одинаковых конструктивных и режимных параметрах зимой вентиляторы горелок работают более устойчиво.

Список литературы

1. Черкасский В. М. Нагнетатели и тепловые двигатели / В. М. Черкасский, Н. В. Калинин, Ю. В. Кузнецов, В. И. Субботин. – М. : Энергоатомиздат, 1997. – 383 с.
2. Казакевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В. В. Казакевич. – М. : Машиностроение, 1974. – 264 с.
3. Андронов А. А. Теория колебаний / А. А. Андронов, А. А. Витт, С. Э. Хайкин. – М. : Физматгиз, 1959. – 915 с.
4. Бутенин Н. В. Введение в теорию нелинейных колебаний / Н. В. Бутенин, Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1976. – 384 с.
5. Левин И. Н. Дымососы и вентиляторы мощных электростанций / И. Н. Левин, И. А. Боткачик. – М. : Госэнергоиздат, 1962. – 184 с.

Рукопись поступила 10.02.2010 г.

УДК 662.743

Шишко Ю.В. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Губинский С.М. — магистр, НМетАУ

Хейфец Р.Г. — д.т.н., проф., зам. управляющего по науке, НПП «Трубосталь»

Усенко А.Ю. — к.т.н., доц., НМетАУ

Кремнева Е.В. — ассистент, НМетАУ

Шевченко Г.Л. — к.т.н., доц., НМетАУ

КОМПЛЕКСНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ОТХОДОВ БИОМАССЫ

Предложена двухстадийная технология переработки отходов биомассы: первая стадия – пиролиз биомассы, вторая стадия – переработка полученного коксового остатка (биоугля). Проведены экспериментальные и расчетные исследования процесса термической переработки биомассы во взвешенном и плотном слое. Определены основные режимные параметры процесса пиролиза: предельные скорости воздушного потока и время пребывания отходов биомассы во взвешенном слое, удельные расходы воздуха при реализации режима фильтрационного горения в плотном слое, скорость движения волны горения, состав продуктов разложения биомассы, эффективность процессов окислительного пиролиза.

Ключевые слова: биомасса, двухстадийная технология, пиролиз, взвешенный слой, фильтрационное горение.

Введение

Снижение ресурсов ископаемых видов топлива и связанное с этим повышение их стоимости активизирует поиск экономически и технически обоснованных технологий использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. Одним из таких вариантов альтернативной замены ископаемых топлив являются отходы биомассы (имеются в виду отходы деревопереработки, сельского хозяйства, машиностроения и т.д.). Известно, что этот вид топлива не может конкурировать с традиционными топливами по энергетической эффективности, но даже частичная замена позволила бы улучшить экономическую и экологическую ситуацию.

Постановка задачи

Большинство существующих технологий переработки биомассы не являются универсальными, то есть, эффективны в ограниченном диапазоне видов и качества биотоплива, что сужает их практическую реализацию. Решение этого вопроса может состоять в разработке многостадийной технологии переработки биотоплива. Сюда можно отнести широкое развитие производства и использования пеллет или брикетов [1–3], развитие технологий получения бионефти с использованием процесса быстрого пиролиза [4–6], двухстадийные процессы газификации биомассы (сушка-пиролиз+газификация) [7–10]. Дальнейшим шагом развития последнего направления является создание технологий получения стандартного топлива на основе биоугля, которое может использоваться как в энергетических целях, так и в технологических процессах (получение сорбентов, карбюризаторов, удобрений продленного действия и т.д.). В настоящей статье представлены результаты исследования такой технологии применительно к мелкодисперсным отходам биомассы.

В работе исследовался двухстадийный процесс термической переработки биомассы [11, 12], состоящий из первой стадии – пиролиза и второй стадии – газификации коксового остатка, либо его использования в других технологических или энергетических процессах. При этом на второй стадии используется продукт с заданными (стабильными) свойствами, не зависящими от качества исходной биомассы. В данной статье исследовалась первая стадия комплексной технологии – пиролиз. Основные особенности технологии пиролиза состоят в следующем:

- процесс пиролиза требует более низких рабочих температур по сравнению с прямым сжиганием и газификацией;
- процесс пиролиза сопровождается экзотермическими реакциями, в связи с этим для его реализации достаточно нагреть биомассу до температуры 280 – 300 °С – начала автотермического режима выхода летучих;
- теплота сгорания пиролизного газа почти вдвое превышает аналогичный показатель для воздушного генераторного газа, что позволяет более эффективно его использовать в энергетических агрегатах.

Одна из основных сложностей реализации традиционного процесса пиролиза мелкодисперсных отходов биомассы, в котором термическое разложение происходит без доступа окислителя, связано со сложностью организации эффективного теплообмена в слое мелкодисперсных отходов. При этом используют как внешний обогрев реторта [13, 14], так и внутренний нагрев сырья инертным газом [13, 14]. В то же время, предварительные исследования [15] показали, что при

доступе ограниченного количества окислителя (воздуха) и обеспечения температуры процесса не менее 280 °С имеет место процесс термического разложения биомассы без возгорания продуктов пиролиза. Такой процесс, получивший название «окислительный пиролиз», не требует герметичности установки и поэтому более доступен в плане технического исполнения.

Для термической переработки мелкодисперсной биомассы предпочтение было отдано процессу во взвешенном слое, позволяющему интенсифицировать сушку и нагрев материала за счет увеличения коэффициентов теплоотдачи и площади теплообмена [16 – 18].

Методика и результаты исследований

Процесс реализуется следующим образом: в поток нагретого воздуха дозатором подаются отходы биомассы. В ходе движения полученной газовзвеси происходит охлаждение воздуха, нагрев отходов и их частичный пиролиз. Затем газовзвесь поступает в циклон, в котором происходит отделение газовойздушной смеси от частично разложившейся биомассы. В дальнейшем завершение процесса пиролиза происходит в плотном слое [19].

Однако, такие особенности биомассы, как полидисперсный гранулометрический состав и низкая температура воспламенения накладывают на процесс пиролиза в потоке воздуха ряд ограничений. Во-первых, скорость движения сушильного агента должна обеспечивать транспортировку материала независимо от размеров частиц; во-вторых, температура греющего агента должна обеспечивать нагрев биомассы, но не допускать ее воспламенения.

Предварительные исследования позволили определить фракционный состав исследуемых отходов биомассы (табл. 1) [20] и условия возникновения устойчивого взвешенного слоя отходов [21].

Таблица 1

Размеры частиц отходов биомассы

Вид отходов биомассы	Значение размеров частиц			
	длина, мм	ширина, мм	толщина, мм	площадь поверхности, мм ²
Лузга подсолнечника	8,9 – 10,0	3,0 – 4,2	0,3	63,4 – 96,3
Рисовая шелуха	5,3 – 10,3	1,3 – 3,9	0,1	17,3 – 61,7
Гречневая шелуха	3,7 – 8,1	3,2 – 5,6	0,1	29,2 – 78,1
Скорлупа грецкого ореха	4,5 – 22,8	2,43 – 15,73	1,29 – 1,84	11,5 – 376,8

Анализ полученных результатов показал, что скорости потока при восходящем движении газовзвеси, обеспечивающие полный унос отходов, составляют для рисовой шелухи – 3 м/с, для гречневой шелухи – 3,5 м/с, для лузги подсолнечника – 4,9 м/с.

Полученные данные были использованы для экспериментального и расчетного исследований процесса пиролиза.

Экспериментальные исследования процесса пиролиза биомассы во взвешенном слое проводились на пилотной установке (рис. 1), созданной в Национальной металлургической академии Украины.

Нагретый в электрокалорифере 8 воздух подавался снизу через слой керамических колец в камеру пиролиза 5. Это обеспечивало выравнивание профиля скоростей воздуха по сечению трубы. Отходы биомассы подавались шнековым питателем 7 производительностью 7 – 12 кг/час. В качестве отходов биомассы использовали лузгу подсолнечника.

В камере пиролиза организовывали спутное движение отходов биомассы и воздуха. В процессе движения газовзвеси происходил нагрев биомассы и ее частичный пиролиз. В циклоне 2 происходило разделение газообразной и твердой фаз. Твердые частицы поступали в специальный бункер 3, где происходило дальнейшее выделение летучих компонентов в плотном слое. Смесь воздуха с летучими продуктами пиролиза из циклона направлялась в камеру сгорания 1. После сжигания газозвоздушной смеси дымовые газы удалялись через дымовую трубу 11.

Температура потока внутри камеры пиролиза определялась с помощью термоэлектрических термометров типа ХА (диаметр электродов 0,5 мм), установленных по ходу движения газовзвеси.

Все элементы экспериментальной установки были теплоизолированы матами из базальтового волокна.

В ходе экспериментов, варьировались следующих технологические параметры: температура воздуха на входе в установку; скорость воздуха; удельные расходы воздуха и биомассы; длительность обработки биомассы.

Исследования процесса пиролиза показали, что он имеет ограничения по времени пребывания частиц и температуре воздуха, связанные с возгоранием продуктов разложения. Анализ данных показал, что в диапазоне температур горячего воздуха 200 – 300 °С предельное время пребывания частиц биомассы в потоке составляет от 8 до 0,5 минуты соответственно.

На основании экспериментальных данных (рис. 2) определена зависимость предельного времени пребывания биомассы в потоке нагретого воздуха от температуры потока, при котором наблюдается воспламенение продуктов пиролиза:

$$\tau = 65900 \cdot e^{-0,024 \cdot t},$$

где τ – время пребывания биомассы в потоке нагретого воздуха, с;
 t – температура воздуха, °С.

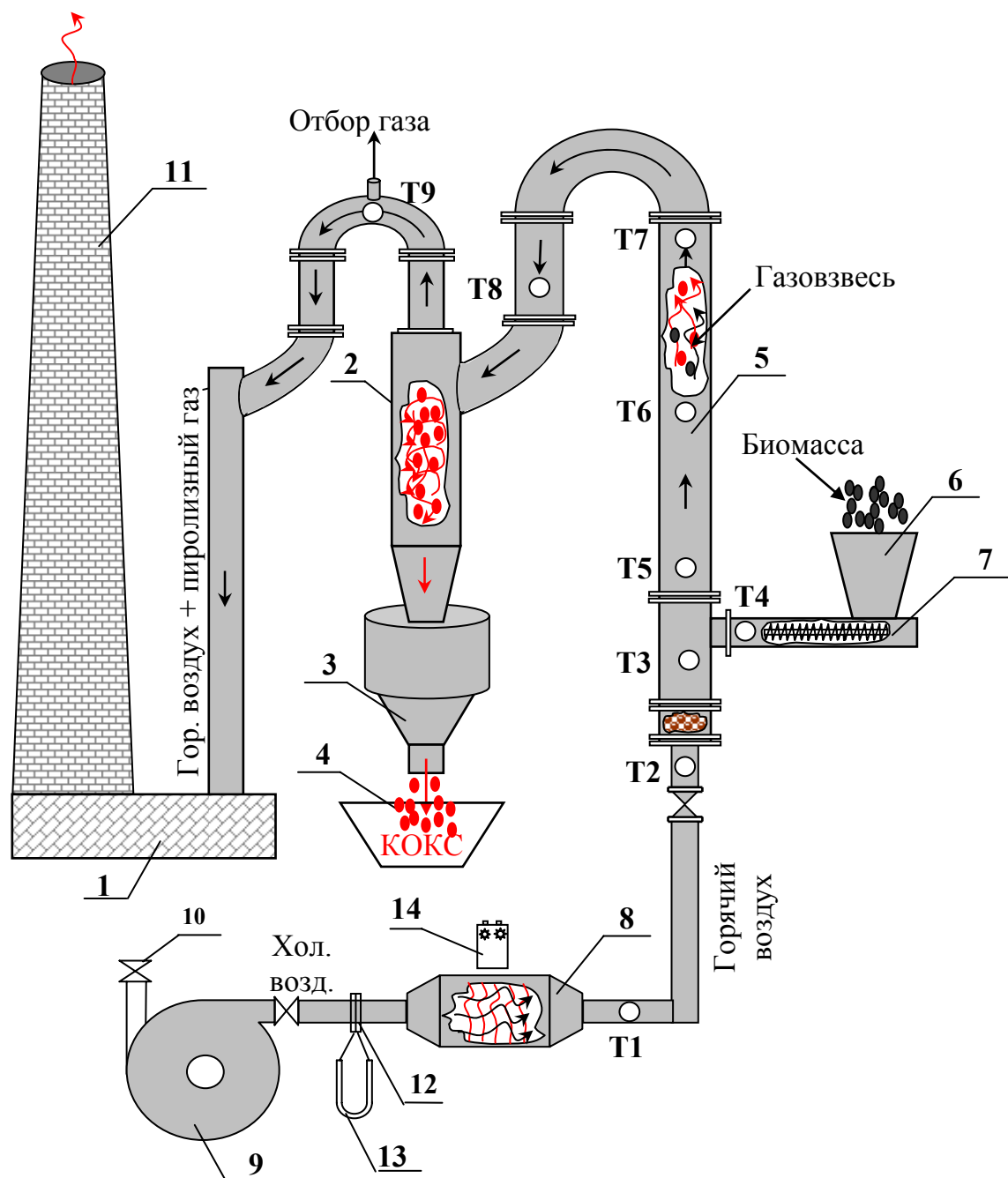


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 – боров (камера сгорания); 2 – циклон; 3 – бункер циклона;
 4 – бункер коксового остатка; 5 – камера пиролиза; 6 – бункер для загрузки биомассы; 7 – шнековый питатель; 8 – электрокалорифер;
 9 – воздуходувка; 10 – патрубок всасывающий; 11 – дымовая труба;
 12 – измерительная диафрагма; 13 – дифференциальный манометр;
 14 – трансформатор напряжения

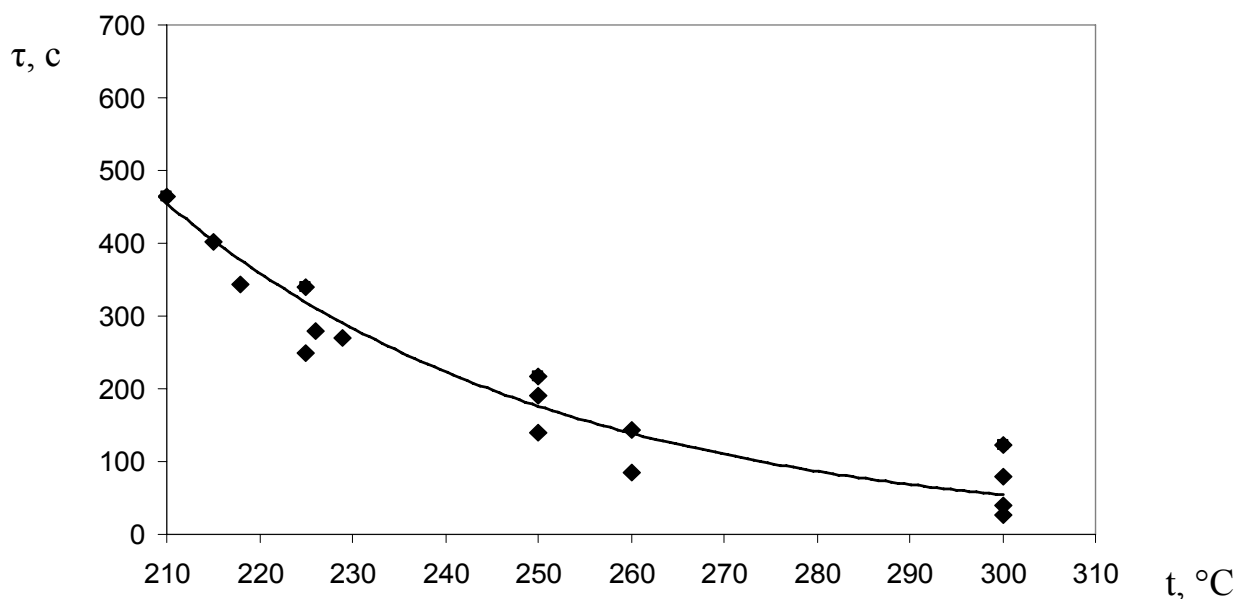


Рис. 2. Залежність тривалості перебування біомаси в потоке гарячого повітря від температури його підігріву до початку воспламенення

Таким образом, независимо от температуры воздуха скорость воздушного потока должна гарантировать полный унос частиц биомассы и их транспортировку по тракту.

Проведенные численные исследования нагрева, сушки и разложения частиц в потоке с указанными скоростями показали, что реализация такого режима обеспечивает сушку и нагрев биомассы [22]. При этом предельная степень пиролиза биомассы в потоке составляет от 3 % до 5 %. Таким образом, основной процесс пиролиза осуществляется во второй стадии при обработке отходов в плотном слое после разделения воздушного потока и частиц биомассы.

Хотя процесс пиролиза является экзотермическим, по данным [14] доля теплового эффекта реакции составляет около 5 % от теплоты сгорания биомассы, получить автотермический режим пиролиза в плотном слое биомассы не удалось. В связи с этим был реализован пиролиз отходов в плотном слое с использованием режима фильтрационного горения. Режим фильтрационного горения предполагает постепенное перемещение тепловой волны фронта горения по высоте слоя навстречу движению окислителя. Частичное горение летучих продуктов позволяет достичь во фронте горения температуры 500 – 700 °C и обеспечить пиролиз биомассы.

В процессе пиролиза сырья получается пиролизный газ, который может использоваться в качестве топлива для энергетического обеспечения процесса или для производства тепловой энергии.

Исследование второй стадии процесса пиролиза в плотном слое проводили на экспериментальной установке (рис. 3).

Габаритные размеры реактора: высота 700 мм, диаметр 300 мм. Масса загружаемого сырья ~ 20 кг.

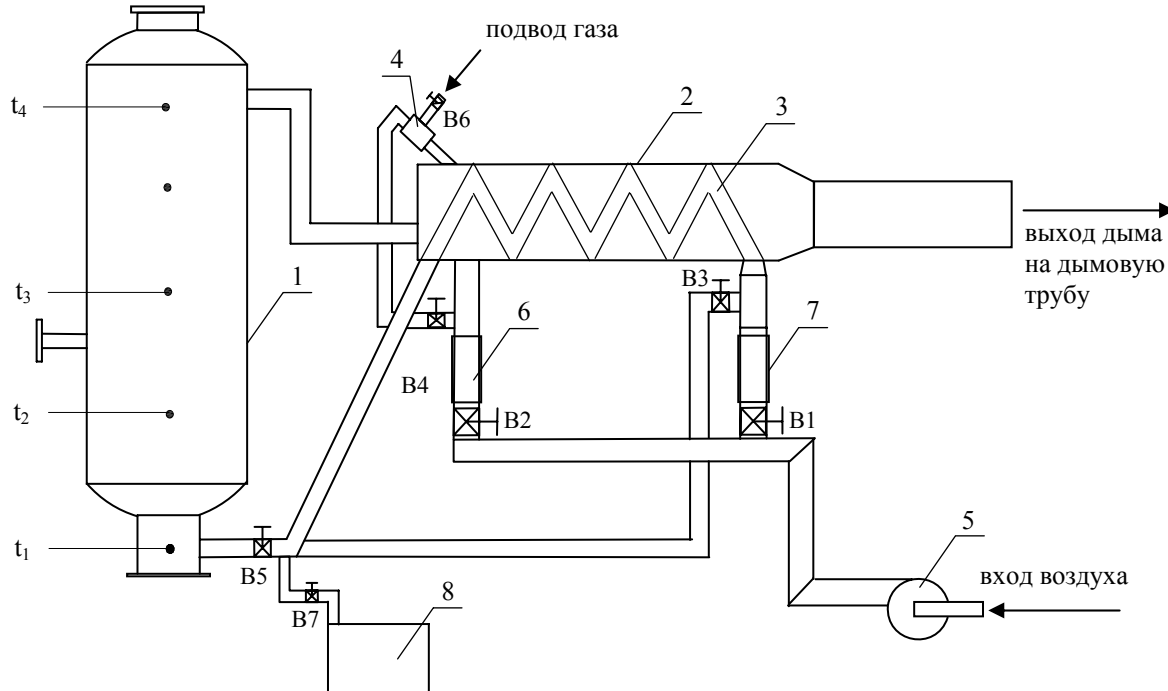


Рис. 3. Схема пилотной установки по исследованию процесса пиролиза отходов биомассы в плотном слое:

- 1 – камера-реактор; 2 – горелочный тоннель;
- 3 – воздухоподогреватель; 4 – дежурная горелка;
- 5 – воздуходувка; 6, 7 – счетчики газа; 8 – парогенератор

Нагрев воздуха производился в воздухоподогревателе 3, который размещен в горелочном тоннеле 2.

Фронт горения в слое биомассы двигался сверху вниз, навстречу потоку воздуха. Образующийся пиролизный газ отводился в горелочный тоннель 2 и дожигался.

На первом этапе экспериментов был установлен диапазон изменения расхода воздуха, обеспечивающий устойчивое движение волны горения и температуру в ее фронте. В этих режимах в дальнейшем проводились исследования. Для исследуемого сырья (скорлупа грецкого ореха) удельный расход воздуха составил $0,98 \div 1,08$ кг/кг сырья.

Важными параметрами процесса являются вид фронта горения и равномерность его движения по слою, которые определяются равномерностью поджига отходов биомассы и распределением потока воздуха по сечению установки. В исследованном диапазоне параметров процесс был устойчивым (рис. 4).

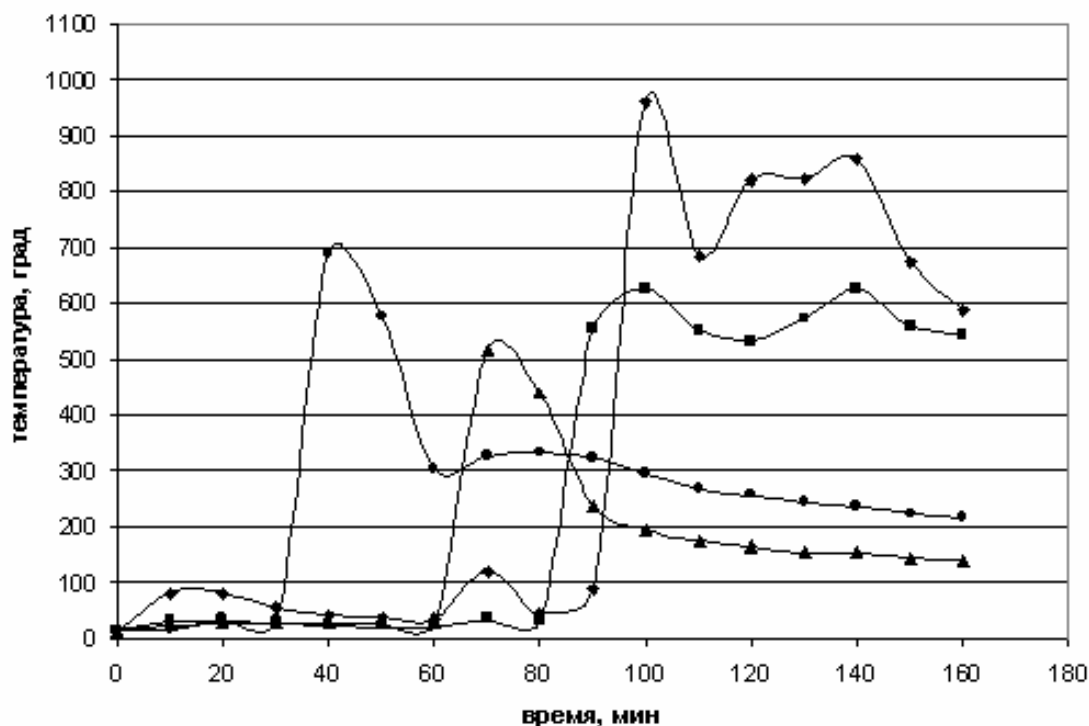


Рис. 4. Изменение температуры слоя по ходу движения фронта горения

Скорость перемещения фронта горения по высоте слоя определялась по изменению температуры в слое, которое фиксировалось термомпарами (рис. 4). При движении фронта горения слой топлива последовательно проходил стадии нагрева и выхода газообразных компонентов. Скорость прохождения фронта горения по высоте слоя составила 10 – 12 см/час.

Летучие продукты пиролиза включали CO_2 , H_2 , H_2O , CH_4 , CO , O_2 , смолы и другие органические соединения. Таким образом, только часть окислителя, поступающего в слой, реагировала во фронте горения. Теплота сгорания пиролизного газа с учетом конденсируемых продуктов пиролиза составила 15 – 16 МДж/м³, температура газа изменялась от 300 до 500 °С. Летучие продукты пиролиза содержали смолу (15 – 17 % от исходной биомассы), что делает целесообразным организацию сжигания пиролизного газа непосредственно за пиролизером без его охлаждения.

Оценка эффективности технологии пиролиза плотном слое составляет 92 – 96 % с учетом химического потенциала коксового остатка.

Выводы

Предложена комплексная технология термической переработки биомассы на базе двухстадийного процесса: первая стадия – пиролиз биомассы, вторая стадия – газификация коксового остатка, либо его использование в других технологических или энергетических процессах [23].

Проведены экспериментальные и расчетные исследования процесса термической переработки биомассы во взвешенном и плотном слоях, которые показали, что:

- окислительный пиролиз во взвешенном слое имеет ограничения по времени пребывания частиц в потоке воздуха и его температуре, связанные с возгоранием продуктов разложения. Предельное время пребывания частиц биомассы в потоке горячего воздуха с температурой 200 – 300 °С составляет от 8 до 0,5 минуты соответственно;

- определены скорости потока воздуха при восходящем движении газовой взвеси, обеспечивающие транспортировку отходов без возгорания продуктов пиролиза (для рисовой шелухи – 3 м/с, для гречневой шелухи – 3,5 м/с, для лузги подсолнечника – 4,9 м/с). Реализация такого режима обеспечивает сушку и нагрев биомассы, при этом предельная степень пиролиза биомассы в потоке составляет от 3 % до 5 %. Таким образом, основной процесс пиролиза осуществляется при обработке отходов в плотном слое после разделения воздушного потока и частиц биомассы;

- определены устойчивые режимы окислительного пиролиза отходов биомассы в плотном слое в режиме фильтрационного горения. В том числе: удельный расход воздуха $0,98 \div 1,08$ кг/кг сырья, скорость прохождения фронта горения по высоте слоя – $10 \div 12$ см/час, теплота сгорания пиролизного газа с учетом конденсируемых продуктов сгорания 15 – 16 МДж/м³, температура газа – $300 \div 500$ °С.

Эффективность технологии пиролиза в плотном слое составляет 92 – 96 % с учетом химического потенциала коксового остатка.

Список литературы

1. Михалев А. В. К вопросу об использовании древесных гранул (пеллет) в качестве топлива для коммунальных котельных / А. В. Михалев, С. Н. Кузьмин, Р. Л. Истомин, В. В. Коняхин, А. П. Акользин, Н. Б. Кондуков // Энергоэффективность: опыт, проблемы, решения. – Выпуск 1–2. – 2004. – С. 91–94.

2. S. Mani. Economics of producing fuel pellets from biomass / S. Mani, S. Sokhansanj, X. Bi, A. Turhollow // *Applied Engineering in Agriculture*. – Vol. 22(3) : 421–426. @2006.
3. J. F. Juan F. González. Combustion optimisation of biomass residue pellets for domestic heating with a mural boiler / J. F. Juan F. González, Carmen M. González-García, Antonio Ramiro, Jerónimo González, Eduardo Sabio, José Gañán and Miguel A. Rodríguez // *Biomass and Bioenergy*. – Volume 27, Issue 2, August 2004. – pp. 145–154.
4. Гелетуха Г. Г. Обзор современных технологий получения жидкого топлива из биомассы быстрым пиролизом. Часть 2 / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Железная // *Экотехнологии и ресурсосбережение*. – № 3. – 2000. – С. 3–11.
5. Bridgwater A. V. Overview of Fast Pyrolysis Technology, in *Progress in Thermochemical Biomass Conversion* / Bridgwater A. V., Czernik S., Piskorz J. (Ed. A. V. Bridgwater) // Blackwell, Oxford, UK, 2001. – pp. 977–997.
6. David Chiaramonti. Power generation using fast pyrolysis liquids from biomass / David Chiaramonti, Anja Oasmaa and Yrjö Solantausta // *Re-newable and Sustainable Energy Reviews*. – Volume 11, Issue 6, August 2007. – pp. 1056–1086.
7. Reto Michael Hummelshoj. Full-scale electricity production using pirolsys gas in Denmark // *Biomass for Energy and Industry Proceedings of the 10th European Conference, Wurzburg, Germany 8–11 June 1998*, 1998. – pp. 276–279.
8. Ulrik Henriksen. The design, construction and operation of a 75 kW two-stage gasifier / Ulrik Henriksen, Jesper Ahrenfeldt, Torben Kvist Jensen, Benny Gøbel, Jens Dall Bentzen, Claus Hindsgaul and Lasse Holst Sørensen // *Energy*, Volume 31, Issues 10–11, August 2006. – pp. 1542–1553.
9. P. Brandt. High Tar Reduction in a Two-stage Gasifier / P. Brandt, E. Larsen and U. Henriksen // *Energy & Fuels* 2000. – Vol. 14, Issue 4. – pp. 816–819.
10. J. D. Bentzen. Modelling the Low-Tar BIG gasification concept / J. D. Bentzen, R. M. Hummelshoj, U. Henriksen, L. Andersen, B. Qvale and B. Elmegaard // *ECOS 2003*, Copenhagen, Denmark.
11. Пат. України № 47212А від 17.06.2002 МПК7 F23G7/00. Спосіб переробки відходів біомаси / Губинський М. В., Шишко Ю. В., Усенко А. Ю.; заявник та власник патенту Губинський М. В. – № 2001096201; заявл. 10.09.2001; опубл. 17.06.2002, Бюл. № 6, 2002 р.
12. Пат. України № 14328U від 15.05.2006 МПК (2006) F23G7/00. Спосіб термічної переробки відходів біомаси / Губинський М. В., Грек О. С., Шишко Ю. В., Усенко А. Ю.; заявник та власник патенту

Національна металургійна академія України. – № u200510412; заявл. 04.11.2005; опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5, 2006 р.

13. Левин Э. Д. Теоретические основы производства древесного угля / Э. Д. Левин. – М. : Лесная промышленность, 1980. – 152 с.

14. Козлов В. Н. Пиролиз древесины / В. Н. Козлов. – М. : Издательство АН СССР, 1952. – 279 с.

15. Губинский М. В. Получение пиролизного газа из растительной биомассы в потоке воздуха с целью замены природного газа в нагревательных печах / М. В. Губинский, Ю. В. Шишко, А. Ю. Усенко, Р. Г. Хейфец // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск : НМетАУ. – 2000. – Т. 3. – С. 158–165.

16. Тодес О. М. Аппараты с кипящим зернистым слоем : Гидравлические и тепловые основы работы / О. М. Тодес, О. Б. Цитович. – Л. : Химия, 1981. – 296 с.

17. Расчеты аппаратов кипящего слоя : Справочник / Под ред. И. П. Мухленова, Б. С. Сажина, В. Ф. Фролова. – Л. : Химия, 1986. – 352 с.

18. Техника и технологии псевдоожижения: процессы термообработки и вулканизации / С. И. Дворецкий, В. Н. Королев, С. А. Нагорнов, В. П. Таров. – М. : Машиностроение-1, 2006. – 232 с.

19. Пат. України № 86710 від 12.05.2009 МПК (2009) B01J 20/20. Спосіб одержання деревного вугілля / Губинський М. В., Кремнева К. В., Шевченко Г. Л., Шишко Ю. В., Усенко А. Ю., Грек О. С.; заявник та власник патенту Національна металургійна академія України

Рукопись поступила 19.03.2010 г.

УДК 504.05: 669 [075/8]

Ярошенко Ю.Г. – д.т.н., проф., Уральский государственный технический университет – УПИ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УГТУ–УПИ), Екатеринбург, Россия

Карелов С.В. – д.т.н., проф., УГТУ–УПИ

Советкин В.Л. – к.т.н., проф., УГТУ–УПИ

Матюхин В.И. – к.т.н., доц., УГТУ–УПИ

РЕСУРСО-ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ МЕТАЛЛУРГИИ РОССИИ

Выполнен анализ ресурсо-экологических проблем металлургии, которые имеют особую остроту для старопромышленных регионов России. Оценены возможности экологизации производств на основе производственного и глобального рециклингов вторичных материальных и энергетических ресурсов металлургии.

Ключевые слова: вторичные ресурсы, глобальный рециклинг, производственный рециклинг.

В XXI веке проблема устойчивого развития является базисом для решения задач защиты и сохранения естественных экологических систем для будущих поколений. Переход на более высокую ступень управления природоохранной деятельностью металлургического комплекса России и его отдельных предприятий предусматривает принятие обоснованных управленческих и технологических решений по переработке вторичных техногенных ресурсов.

Особую актуальность для российской металлургии приобретает проблема использования вторичных материальных (ВМР) и энергетических (ВЭР) ресурсов в связи с образованием в последние годы дефицита качественного традиционного металлургического сырья, существенным ростом стоимости энергоносителей и неблагоприятной экологической обстановкой в горно-металлургических районах [1, 2]. В настоящее время эти регионы находятся в наиболее сложной ситуации. В основном горно-металлургические комплексы создавались в первой половине XX века. Поэтому их структура, физическое состояние отстают на десятки лет от подобных комплексов передовых стран. Это, прежде всего, касается функционирования комбинатов с полным металлургическим циклом с негибкими технологиями по производимой продукции, а также низкого уровня вовлечения вторичных ресурсов в производственный и глобальный рециклинги. Высокая концен-

трация экологически «грязных» производств в сочетании с накоплением сотен миллионов тонн отходов обуславливает деградацию окружающей природной среды и существенное ухудшение здоровья населения.

В создавшейся для старопромышленных регионов ситуации нельзя не обратить первостепенное внимание на огромные ресурсы ВМР и ВЭР.

Роль вторичных энергетических (ВЭР) и материальных (ВМР) ресурсов в металлургии трудно переоценить. Если энергетические ресурсы формируются непосредственно на металлургических предприятиях, то материальные ресурсы образуются не только в самой отрасли, но и в других отраслях производства и потребления.

На рис. 1 приведены основные источники и виды вторичных ресурсов черной металлургии.

Высокий температурный уровень основных технологических процессов металлургических предприятий и относительно низкий коэффициент использования тепловой энергии (кроме доменных печей) определяют высокий удельный выход ВЭР. Среди топливных ресурсов доменный и коксовый газы используются почти полностью для отопления печей и теплогенераторов различного назначения. Конвертерный газ из-за значительных колебаний по выходу из-за периодичности процесса плавки в качестве топлива практически не используется, несмотря на имеющиеся технические решения и опыт (накопление газа после очистки в газгольдерах с последующим использованием в качестве топлива для подогрева руды, окатышей, металлического лома перед плавкой). Более успешно утилизируются физическое и химическое тепло отходящих газов дуговых сталеплавильных печей для подогрева лома, сушки и разогрева ковшей. Что касается газов ферросплавных печей, то существуют серьезные проблемы с его утилизацией и нет экономически эффективных решений.

Из тепловых ВЭР в настоящее время наиболее значимым является тепло отходящих технологических газов.

При огромных объемах металлургического производства рациональное использование этих ресурсов позволяет существенно снизить потребление природных энергоносителей. Капитальные вложения в установки для утилизации тепловой энергии технологических газов намного меньше, чем затраты на добычу, транспортировку, подготовку и сжигание естественных топлив в котельных, ТЭЦ и др.

Потенциал тепловых ВЭР оценивается в 0.2 т у.т./т проката, но в России он реализуется всего на 25 %. В странах Европы реализация потенциала ВЭР превышает 50 %, а в Японии приближается к 70 %.

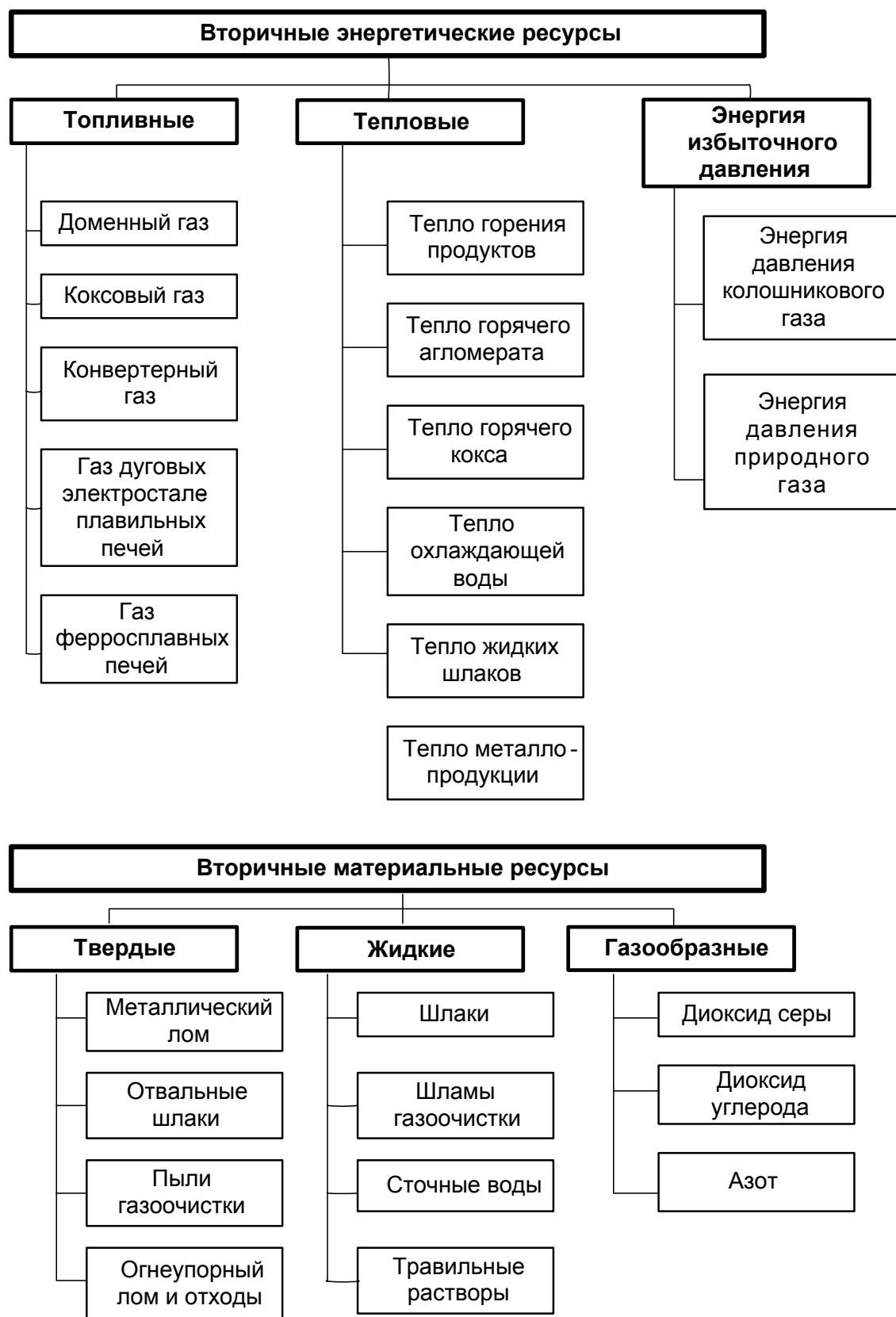


Рис. 1. Вторичные ресурсы металлургических предприятий

Явно недостаточно используется избыточное тепло горячего агломерата, шлака и др.

Создание систем пароиспарительного охлаждения в значительной степени решило проблему использования тепла охлаждающей воды и производства пара для технологических целей. С появлением тепловых насосов может быть успешно решена и проблема утилизации тепла воды в системах с традиционным охлаждением элементов металлургических печей и агрегатов.

Тепло металлопродукции, жидких шлаков практически не используется из-за отсутствия достаточно эффективных и надежных методов и оборудования для утилизации.

Перспективным видом ВЭР является энергия избыточного давления газов. Например, это энергия давления колошникового газа доменных печей, энергия давления природного газа на входе в газораспределительный пункт предприятия. Для утилизации этого ресурса в России созданы бескомпрессорные турбины, использование которых для производства электрической энергии позволяет удовлетворить до 15 % потребностей доменного цеха.

Основным вторичным материальным ресурсом металлургии является металлический лом различных отраслей производства и потребления, заготовкой которого занимаются специализированные организации.

Введение в шихту лома сегодня обеспечивает в России выплавку до 50 % сплавов черных металлов. Однако этого недостаточно, поскольку, например, доля лома в металлургии Японии превышает 80 %, что существенно улучшает качество продукции, качество жизни и экологическую обстановку в стране.

Наряду с ломом в металлургическом переделе широко используется обрезь, брак, остатки металла в разливочных желобах, стружка, окалина.

Установлено, что затраты на сбор, транспортировку и подготовку 1 т металлических отходов в 8 раз ниже, чем на выплавку 1 т чугуна.

В настоящее время в мире из вторичных материальных ресурсов выплавляется 40 % меди и медных сплавов, 37 % свинца, 22 % олова, 20 % алюминия и алюминиевых сплавов, 18 % цинка. При этом на такое производство расходуется значительно меньше энергии и природных ресурсов, чем на переработку рудного сырья. Так, при производстве алюминия из ВМР расход энергии снижается в 25 раз, никеля – в 10 раз, олова – в 5 раз.

Вторыми по значимости ВМР являются металлургические шлаки, образующиеся в больших количествах при производстве

металлов и депонированные за многие десятки лет в отвалах предприятий.

В них содержание основного металла зачастую превышает таковое в исходных рудах, а их переработка в металлопродукцию обходится с намного меньшими затратами. Кроме того, ряд металлургических шлаков являются ценным сырьем для производства лигатуры (например, ванадиевые шлаки), удобрений, выпуска строительных материалов, например, производство гранулированного шлака, минеральной ваты, пемзы, цемента, литых изделий и др. Однако объемы переработки шлаков в товарные продукты не превышают 30%, что явно недостаточно.

Значимым ВМР является пыль, улавливаемая из отходящих технологических газов агломерационных и обжиговых машин, шахтных печей, конвертеров, дуговых сталеплавильных печей при выплавке черных и цветных металлов и сплавов. Состав пыли определяется качеством исходного сырья и степенью совершенства технологии. Особенностью пылей является наличие в них основного и ряда попутных металлов в повышенных по сравнению с исходной шихтой концентрациях. Это предопределяет высокую ценность пыли для ее рециклинга в металлургическую переработку, например, в шихту для производства агломерата и окатышей.

Ценным вторичным ресурсом для металлургов является огнеупорный лом, отходы теплоизоляционных и других материалов, образующиеся при эксплуатации и ремонтах металлургических печей и других тепловых агрегатов. Применение этих отходов для производства огнеупоров, теплоизоляции, для неотчетственных кладок позволяет существенно снизить затраты на строительство, ремонт, обеспечивает значительную экономию природных ресурсов.

Шламы гидрометаллургии и мокрых газоочисток как кислые, так и щелочные имеют значительную потребительскую ценность, поскольку в них концентрируются не только основные черные и цветные металлы, но и редкие и рассеянные металлы. Это предопределяет их использование как в собственном производстве (например, в качестве составляющих шихт), так и в глобальном рециклинге (например, для извлечения редких металлов из красных шламов производства алюминия). Ряд шламов используется для производства удобрений.

Металлургическое производство является источником образования больших количеств разных по составу сточных вод. Примеси, извлекаемые из них после физико-химической очистки, содержат много ценных веществ таких, как тяжелые, легкие, редкие и благородные металлы, что делает их весьма привлекательными для металлургов. Ряд соединений (например, сульфаты, сульфиды, кислоты)

являются продуктами, востребованными в других отраслях производства.

Следует отметить, что утилизация металлургических шламов и осадков сточных вод явно недостаточна, о чем свидетельствуют огромные площади, занятые шламонакопителями и отстойниками. Мало того, что они являются источниками серьезного загрязнения атмосферы, почв и подземных водотоков, в них формируются богатейшие техногенные месторождения высокоценных металлов (никеля, кобальта, вольфрама и др.), извлечение которых экономически весьма выгодно.

Вторичные материальные ресурсы в виде газообразных веществ образуются как непосредственно в результате физико-химических превращений в металлургических технологиях (например, диоксида серы при переработке сульфидных руд), так и как попутный газ при получении товарного продукта (например, азот, как отход кислородных станций). Ряд газообразных примесей утилизируется металлургами в значительной степени (производство из диоксида серы серной кислоты и элементарной серы, использование азота в системах аэродинамической защиты и др.). Однако практическое использование всех видов ВМР из газообразных веществ явно недостаточно, хотя многие из них могут практически полностью вовлекаться в производственный рециклинг.

Устойчивое экономическое развитие России при обеспечении благоприятной экологической обстановки требует от металлургов [3]:

- сбалансированного сочетания интегрированных металлургических комплексов с мини-заводами, реализующими уникальные гибкие технологии производства продукции высокого мирового качества с минимальными затратами ресурсов;
- устойчивого увеличения доли переработки вторичных ресурсов для производства основной и попутной продукции, для продажи иным потребителям и обеспечения высокой конкурентоспособности на мировом рынке;
- капитальной реконструкции традиционных производств под современные условия поставляемых ресурсов и требования к качеству продукции при условии обеспечения экологической безопасности;
- расширения объемов внедрения энерго- и материалосберегающих технологий с переходом к экологически чистым производствам.

Решение этих проблем обеспечивается в полном объеме для металлургических предприятий, продукция которых поставляется на мировой рынок, и конкуренция становится мощным рычагом для эволюции технологий и производств.

Выводы

Устойчивое развитие металлургии России должно быть основано на эффективном использовании вторичных ресурсов. Для подготовки таких ресурсов к переработке необходимы новые технологии и оборудование, реализуемые на мини-заводах.

Создание экологически чистых технологий и производств является процессом непрерывного их совершенствования, катализатором которого является конкуренция на мировом рынке.

Список литературы

1. Юсфин Ю. С. Промышленность и окружающая среда : учебник для вузов / Ю. С. Юсфин, Л. И. Леонтьев, П. И. Черноусов. – М. : НКЦ «Академкнига», 2002. – 469 с.
2. Лисиенко В. Г. Совершенствование и повышение эффективности энерготехнологий и производств (интегрированный энерго-экологический анализ : теория и практика) : в 2 томах. Том 1. – М. : Теплотехник, 2008. – 688 с.
3. Игнатьева М. Н. Оценка и пути достижения экологической чистоты металлургического производства : учебник / [М. Н. Игнатьева, С. В. Карелов, Л. А. Мочалова и др.] ; под общ. ред. Ю. Г. Ярошенко. – Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2008. – 391 с.

Рукопись поступила 09.03.2010 г.

АНОТАЦІЇ

УДК 621.785

Алексеев Г.Ф., Яковлева А.В.

Методика расчета угловых коэффициентов при отоплении «темными» U-образными трубными излучателями.

С. 5–11.

Рос.

Бібл.— 2 назв.

В статье предложена методика расчета угловых коэффициентов излучения в системе поверхностей «излучающая труба – отражатель – расчетная поверхность пола помещения» при симметричном расположении горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы. Проведены численные расчеты угловых коэффициентов для различных конструктивных размеров излучателя. Результаты расчетов показывают, что уменьшение высоты отражателя является целесообразным в практике проектирования таких излучателей. Уменьшение расстояния между осями горелочной и уходящей ветвей в каждом конкретном случае должно быть технически и экономически обосновано.

Ключевые слова: U-образный трубный излучатель, горелочная ветвь излучающей трубы, уходящая ветвь излучающей трубы, корпус отражателя, угловые коэффициенты излучения, лучистый теплообмен.

Алексеев Г.Ф., Яковлева О.В.

Методика розрахунку кутових коефіцієнтів при опалюванні «темними» U-образними трубними випромінювачами.

У статті запропонована методика розрахунку кутових коефіцієнтів випромінювання в системі поверхонь «випромінююча труба – відбивач – розрахункова поверхня підлоги приміщення» при симетричному розташуванні гілки пальника та гілки, що відходить випромінюючої труби. Проведені чисельні розрахунки кутових коефіцієнтів для різних конструктивних розмірів випромінювача. Результати розрахунків показують, що зменшення висоти відбивача є доцільним в практиці проектування таких випромінювачів. Зменшення відстані між осями гілки пальника та гілки, що відходить у кожному конкретному випадку має бути технічно та економічно обґрунтовано.

Ключові слова: U-образний трубний випромінювач, пальникова гілка випромінюючої труби, гілка, що відходить випромінюючої труби, корпус відбивача, кутові коефіцієнти випромінювання, променистий теплообмін.

Alekseev G.F., Yakovlieva O.V.

Calculation method of angular coefficients during heating by «dark» U-shaped pipe emitters.

The method of angular coefficients calculation of radiation in the system of surfaces «radiating pipe – reflector – calculation surface of the apartment floor» for the symmetric location of the gas-ring and drain-off sleeve of the radiating pipe is offered in the article. Numerical calculations of angular coefficients are conducted for different structural sizes of the radiator. The calculation shows that reduction of the reflector height is expedient in designing such radiators. Shortening of the distance between axes of gas-ring and drain-off sleeves has to be technically and economically grounded in every case.

Keywords: U-shaped pipe radiator, gas-ring sleeve of the radiating pipe, drain-off sleeve of the radiating pipe, reflector shell, angular coefficients of radiation, radiant heat exchange.

УДК 536.24:536.27

Безродный М.К., Барабаш П.А., Назарова И.А., Костюк А.П.

О беспровальном режиме работы проточного барботажного слоя.

С. 12–21.

Рос.

Бібл.— 3 назв.

Представлены результаты экспериментального исследования беспровального режима проточного барботажного слоя контактного утилизатора теплоты. Установлено существование двух характерных областей изменения параметров барботажного слоя, определяющих величину весового уровня слоя: область зависимости критической скорости газа от весового уровня и автомодельную область.

Ключевые слова: проточный барботажный слой, критическая скорость, весовой уровень.

Безродний М.К., Барабаш П.О., Назарова І.О., Костюк О.П.

Про безпровальний режим роботи проточного барботажного шару.

Наведені результати експериментального дослідження безпровального режиму роботи проточного барботажного шару контактного утилізатора теплоти. Встановлено існування двох характерних областей зміни параметрів барботажного шару, які визначають значення вагового рівня шару: область залежності критичної швидкості газу від вагового рівня шару та автомодельну область.

Ключові слова: проточний барботажний шар, критична швидкість, ваговий рівень.

Bezrodniy M.K., Barabash P.O., Nazarova I.O., Kostiuk O.P.

About failure-proof operating mode of the running bubbling layer.

The results of experimental research into failure-proof operating mode of the running bubbling layer are presented. Existence of two characteristic areas of bubbling layer parameter change that is defining the size of a weight layer level is established: that is the area of gas critical speed dependence on the weight level and auto modeling area.

Keywords: running bubbling layer, critical speed, weight level.

УДК 621.577 + 697.1

Безродний М.К., Куделя П.П., Дроздова О.І.

Порівняльний ексергетичний аналіз теплонасосних та традиційних систем опалення.

С. 22–34.

Укр.

Бібл. – 5 назв.

Розглянуто ексергетичні втрати в основних елементах систем опалення на базі теплонасосної установки та опалювальної котельні та вказано на шляхи їх усунення. Отримані значення для критичних температур навколишнього середовища та нижнього джерела теплоти для теплового насоса, що встановлюють нижню межу ефективного використання системи опалення з теплонасосною установкою. Приведені значення даних величин для деяких міст України.

Ключові слова: ексергетичний аналіз, теплонасосна установка, опалення, втрати, критичні температури.

Безродный М.К., Куделя П.П., Дроздова О.И.

Сравнительный эксергетический анализ теплонасосных и традиционных систем отопления.

Рассмотрено эксергетические потери в основных элементах систем отопления на базе теплонасосной установки и отопительной котельной и указано на пути их устранения. Получено значения критических температур окружающего воздуха и нижнего источника теплоты для теплового насоса, которые устанавливают нижнюю грань эффективного использования систем отопления с теплонасосной установкой. Наведены значения данных величин для некоторых украинских городов.

Ключевые слова: эксергетический анализ, теплонасосная установка, отопление, потери, критические температуры.

Bezrodniy M.K., Kudelia P.P., Drozdova O.I.

Comparative analysis of heating systems supplied with heat pumps and conventional boilers.

Exergue losses in the main elements of heating systems with heat pumps and boilers are considered and the possibilities of their reduction are presented. Critical environment temperature and the temperature of the bottom heat source that show the bottom-line efficiency of heat pumps utilization are calculated. The given values of the studied parameters for a few Ukrainian cities are presented.

Key words: exergue analysis, heat pumps, heating, losses, critical temperature.

УДК 621.577

Безродний М.К., Куделя П.П., Кутра Д.С.

Термодинамічний аналіз теплонасосної сушильної установки для сушіння деревини.

С. 35–48.

Укр.

Бібл. – 11 назв.

В роботі наведено результати термодинамічного аналізу теплонасосної сушильної установки в порівнянні з традиційною сушаркою з рециркуляцією сушильного агента. Показано, що важливу роль в підвищенні коефіцієнта корисної дії сушильної установки відіграє байпасування теплового насосу. Зроблені висновки щодо ефективності такої схеми теплонасосної сушарки, а також отримані кількісні дані для визначення її ККД.

Ключові слова: термодинамічний аналіз, теплонасосна установка, сушіння деревини, рециркуляція, байпасування.

Безродный М.К., Куделя П.П., Кутра Д.С.

Термодинамический анализ теплонасосной сушильной установки для сушки древесины.

В работе приведены результаты термодинамического анализа теплонасосной сушильной установки в сравнении с традиционной сушилкой с рециркуляцией сушильного агента. Показано, что важную роль в повышении коэффициента полезного действия сушильной установки играет байпасирование теплового насоса. Сделаны выводы относительно эффективности такой схемы теплонасосной сушилки, а также получены количественные данные для определения ее ККД.

Ключевые слова: термодинамический анализ, теплонасосная установка, сушка древесины, рециркуляция, байпасирование.

Bezrodniy M.K., Kudelia P.P., Kutra D.S.

Thermodynamic analysis of the heat pump wood driers.

The paper presents the results of thermodynamic analysis of heat pump driers compared to the traditional drying with recirculation of the drying agent. It is shown that an important role in the increasing efficiency of driers is played by the bypassing heat pump. Conclusions about the effectiveness of such scheme of heat pump drier are made, and the quantitative data to determine its efficiency are obtained.

Keywords: thermodynamic analysis, heat pump drier, drying of wood, recirculation, bypassing.

УДК 66.041:666.92

Бойко В.Н., Салтыкова Е.А.

Методика аэродинамического расчета циклонной печи для производства мелкодисперсной извести.

С. 49–56.

Рос.

Бібл. – 6 назв.

Рассмотрена методика расчета аэродинамического сопротивления печи циклонного типа для производства мелкодисперсной извести. Перед выполнением аэродинамического расчета печи необходимо определить ее теплотехнические параметры и материальные потоки в отдельных элементах установки с помощью материального и теплового балансов. В основу аэродинамического расчета положен расчет отдельных циклонных элементов печи и соединительных газоходов. При этом учитывались изменения по длине печного тракта температуры и расхода газового потока, концентрации пылевидного материала (известь или известняк) в газовом потоке и состава газовой фазы с учетом возможных подсосов воздуха.

Ключевые слова: циклонная печь, циклонные элементы, газоходы, пылегазовый поток, аэродинамическое сопротивление.

Бойко В.М., Салтыкова О.О.

Методика аеродинамічного розрахунку циклонної печі для виробництва дрібнодисперсного вапна.

Розглянуто методику розрахунку аеродинамічного опору печі циклонного типу для виробництва дрібнодисперсного вапна. Перед виконанням аеродинамічного розрахунку печі необхідно визначити її

теплотехнічні параметри і матеріальні потоки в окремих елементах установки за допомогою матеріального і теплового балансів. В основу аеродинамічного розрахунку покладено розрахунок окремих циклонних елементів печі і сполучних газоходів. При цьому враховувалися зміни по довжині пічного тракту температури і витрат газового потоку, концентрації пилоподібного матеріалу (вапно чи вапняк) у газовому потоці і складу газової фази з урахуванням можливих підсмоктувань повітря.

Ключові слова: циклонна піч, циклонні елементи, газоходи, пило-газовий потік, аеродинамічний опір.

Boyko V.M., Saltykova O.O.

Method of aerodynamic calculation of the cyclone furnace for production of fine-dispersed lime.

The method of calculating the aerodynamic resistance of cyclone-type furnace for production of fine-dispersed lime is considered. Before performing the calculation of aerodynamic furnace it is necessary to determine its heat-engineering parameters and material flows in separate elements of the unit by material and heat balances. Calculation of separate cyclonic elements of the furnace is put into the basis of aerodynamic calculation and connecting flues. It takes into account changes in the length of furnace tract of the temperature and the flow rate of gas flow, the concentration powdered material (lime or limestone) in a gas flow and the composition of the gas phase taking into account the possible air influx.

Key words: cyclone furnace, cyclone elements, gas flues, dust-gas flow, aerodynamic resistance.

УДК 536.2:621.078

Босенко Т.М.

Нерівноважні процеси теплопровідності в твердих матеріалах.

С. 57–66.

Укр.

Бібл.– 16 назв.

Визначено релаксаційні ефекти локально-нерівноважної термодинаміки, подальший вплив їх на формування температурного поля в матеріалах. Проаналізовано поверхневий шар матеріалів при високошвидкісному впливі з урахуванням ефектів релаксації. На основі проведених асимптотичних досліджень розв'язків задач теплопровідності під час релаксації системи, а також порівняльного аналізу гіперболіч-

ного та інтегро-диференційного рівнянь, наведені структурні розв'язки задач нестационарної теплопровідності гіперболічного та інтегро-диференційного типів для багатошарових матеріалів, які дозволяють враховувати чинники, що викликають збурення теплового поля на кожному з шарів. Результати досліджень показали відхилення температури в початковий момент часу, виражені в стрибкоподібній поведінці функції температури, що призводить до термічного руйнування поверхневого шару матеріалу. Методи розрахунку дозволяють розрахувати ефективний шар в матеріалі і тим самим знизити згубний вплив ефектів некерованих релаксацій.

Ключові слова: релаксація, нерівноважні процеси, тепла пам'ять.

Босенко Т.М.

Учёт релаксационных эффектов в уравнениях теплопроводности скоростного типа.

Определены релаксационные эффекты локально-неравновесной термодинамики, последующее влияние их на формирование температурного поля в материалах. Проанализирован поверхностный слой материалов при высокоскоростном влиянии с учетом эффектов релаксации. На основе проведенных асимптотических исследований решенный задач теплопроводности при временах релаксации системы, а также сравнительного анализа гиперболического и интегро-дифференциального уравнений представлены структурные решения задач нестационарной теплопроводности для многослойных материалов, которые позволяют учитывать факторы, вызывающие возмущение теплового поля на каждом из слоев. Результаты исследований показали отклонения температуры в начальный момент времени, выраженные в скачкообразном поведении функции температуры, что приводит к термическому разрушению поверхностного слоя материала. Методы расчёта позволяют рассчитать эффективный слой в материале и тем самым снизить пагубное влияние неуправляемых релаксационных эффектов.

Ключевые слова: релаксация, неравновесные процессы, тепловая память.

Bosenko T.M.

Nonequilibrium processes of heat conductivity in solids.

The relaxation effects of locally nonequilibrium thermodynamics were obtained and a further influence of them on the formation of temperature fields in materials was determined. The surface material layer subject to the relaxation effects was analyzed considering high-speed impact. On the basis of the conducted asymptotic research into tasks solutions for heat con-

ductivity at relaxation times of the system, and comparative analysis of hyperbolic and integro-differential equations, the structural solutions of non-stationary heat conductivity tasks are presented for multi-layered materials, which allow to take into account the factors, causing excitement of the thermal field on each layer. The results of research were shown by the temperature deviations at the initial moment of time, reflected in the intermittent conduct of the temperature function that results in the thermal destruction of superficial material layer. The methods allow to calculate an effective material layer and thus to reduce the harmful influence of uncontrollable relaxation effects.

Keywords: relaxation, nonequilibrium processes, thermal memory.

УДК 536.2:621.078

Веселовський В.Б., Босенко Т.М.

Врахування релаксуючих ефектів у рівняннях теплопровідності швидкісного типу.

С. 67–77.

Укр.

Бібл. – 10 назв.

Визначено релаксаційні процеси теплопровідності, що описуються інтегро-диференціальним рівнянням теплопровідності з використанням ядер інтегрування поліноміально-експоненціального типу. Наведено уніфіковані представлення екстремальних задач тепломасопереносу з використанням структурно-асимптотичних розкладань. Встановлено особливості врахування релаксаційних ефектів, що виражається збільшенням локальної температури в зоні обробки матеріалів. На прикладі двошарових матеріалів виявлені ефекти релаксацій в кожному з шарів, визначені величини температурних збурень. Аналіз нерівноважної температури дозволяє ефективно проводити інженерний розрахунок захисного релаксаційного шару, товщина якого дозволить зменшити впливи некерованих релаксацій, що в подальшому стане запорукою збільшення терміну експлуатації виробів.

Ключові слова: гіперрелаксація процесу, інтегро-диференціальне рівняння, теплова пам'ять.

Веселовский В.Б., Босенко Т.М.

Учёт релаксационных эффектов в уравнениях теплопроводности скоростного типа.

Определены релаксационные процессы теплопроводности, которые описываются интегро-дифференциальным уравнением теплопро-

водности с использованием ядер интегрирования полиномиально-экспоненциального типа. Приведены унифицированные представления экстремальных задач тепломассопереноса с использованием структурно асимптотических разложений. Установлены особенности учёта релаксационных эффектов, которые выражаются увеличением локальной температуры в зоне обработки материалов. На примере двухслойных материалов выявлены релаксационные эффекты в каждом из слоёв, определены величины температурных возмущений. Анализ неравновесной температуры позволяет эффективно проводить инженерный расчёт защитного релаксационного слоя, толщина которого позволит уменьшить релаксационные влияния, что позволит в дальнейшем увеличить срок эксплуатации изделия.

Ключевые слова: гиперрелаксация процесса, интегро-дифференциальное уравнение, тепловая память.

Veselovsky V.B., Bosenko T.M.

Considering relaxation effects in speed type heat conductivity equations.

The relaxation processes of heat conductivity are obtained in the article and described by integral-differential equation of heat conductivity of speed type with the help of integration kernels of exponential-polynomial type. Generalized representations of extreme tasks for thermal and mass transfer are made with the use of structural-asymptotic decompositions. Peculiarities of relaxation processes were considered as they result in the local temperature rise in the material treatment zone. Following the example of two-layer materials, relaxations effects are exposed in each of the layers, the values of temperature deviations are determined. The analysis of non-equilibrium temperature allows to effectively conduct engineering calculation of protective relaxation layer the thickness of which will allow to decrease the relaxation impact, that will enable to increase the term of the article exploitation.

Keywords: hyper-relaxation of the process, integral-differential equation, thermal memory.

УДК 662.997

Габринец В.А.

Температурный стационарный режим жидкостного теплового аккумулятора энергии при наличии отвода и подвода тепла

С. 78–83.

Рос.

Бібл. – 6 назв.

Предложена физическая и математическая модель для расчета термического расслоения жидкости в вертикальных сосудах. Модель предполагает наличие стационарных условий, когда количество самой жидкости в сосуде не меняется. Предложен критерий позволяющий оценить влияние основных факторов на величину термического расслоения. Получено аналитическое соотношение для расчета профиля температур по высоте жидкости, что необходимо для правильного определения емкости жидкостного теплового аккумулятора солнечной энергетической установки.

Ключевые слова: стратификация, аккумулятор энергии, коэффициент теплоотдачи, ламинарный слой.

Габрінець В.О.

Температурний стаціонарний режим рідинного теплового аккумулятора енергії при наявності відведення та підведення тепла.

Запропонована фізична і математична модель для розрахунку термічного розшарування рідини у вертикальних судинах. Модель передбачає наявність стаціонарних умов, коли кількість самої рідини в судині не міняється. Запропоновано критерій, що дозволяє оцінити вплив основних чинників на величину термічного розшарування. Отримано аналітичне співвідношення для розрахунку профілю температур по висоті рідини, що необхідне для правильного визначення ємкості рідинного теплового аккумулятора.

Ключові слова: стратифікація, акумулятор енергії, коефіцієнт тепловіддачі, ламінарний шар.

Gabrinets V.O.

Temperature stationary mode of liquid thermal energy storage with the presence of heat input and output.

A physical and mathematical model is offered for the calculation of thermal stratification of liquid in vertical vessels. The model presupposes the presence of stationary conditions, when the amount of liquid does not change in a vessel. A criterion is offered allowing estimating the influence of basic factors on the size of thermal stratification. Analytical correlation is obtained for the calculation of height temperatures profile type that is necessary for the correct determination of the liquid thermal energy storage capacity.

Keywords: stratifikation, thermal energy storage, heat transfer coefficient, laminar layer.

УДК 621.175:658.2

Гичёв Ю.А. Чувакин А.В.

Энергетическая эффективность редуцирующих турбогенераторов в промышленных котельных.

С. 84–95.

Рос.

Бібл.— 3 назв.

Выполнена оценка энергетической эффективности редуцирующих турбогенераторов в промышленных котельных, располагающих избыточным давлением пара. Разработаны тепловые схемы котельных с турбогенераторами, использующими избыточное давление пара, отпускаемого технологическим и коммунально-бытовым потребителям, с учетом изменения отпуска тепловой энергии котельными в зависимости от объема производства для технологических потребителей и времени года для коммунально-бытовых потребителей. Приведены методики энергетической оценки установки редуцирующих турбогенераторов и анализ результатов оценки с целью определения целесообразности использования избыточного давления пара в турбогенераторах. Установлена высокая энергетическая эффективность редуцирующих турбогенераторов в котельных, вырабатывающих пар различных давлений. Получены энергетические показатели когенерационной котельной.

Ключевые слова: промышленная котельная, тепловая схема, редуцирование, турбогенератор, электроэнергия, энергетические показатели.

Гічов Ю.А., Чувакин А.В.

Енергетична ефективність редукуючих турбогенераторів в промислових котельнях.

Виконано оцінку енергетичної ефективності редукуючих турбогенераторів в промислових котельнях, які мають надлишковий тиск пари. Розроблено теплові схеми котельних з турбогенераторами, що використовують надлишковий тиск пари, що відпускається технологічним та комунально-побутовим споживачам, з урахуванням зміни відпустки теплової енергії котельнями залежно від обсягу виробництва для технологічних споживачів і пори року для комунально-побутових споживачів. Наведено методики енергетичної оцінки установки редукуючих турбогенераторів та аналіз результатів оцінки з метою визначення доцільності використання надлишкового тиску пари в турбогенераторах. Встановлено високу енергетичну ефективність редукуючих турбогенераторів в котельнях, що виробляють пар різних тисків. Отримано енергетичні показники когенеративної котельні.

Ключові слова: промислова котельня, теплова схема, редукування, турбогенератор, електроенергія, енергетичні показники.

Gichov Y.A., Chuvackin A.V.

Energy efficiency of reducing turbo-generators in industrial boilers.

The estimation of the energy efficiency of reducing turbo-generators in industrial boilers under pressurized steam is executed. Heat boiler schemes with turbo-generators using excess pressure steam for technology and household consumers, taking into account changes in supply of heat energy depending on the volume of production for industrial consumers and the time of the year for household consumers, are developed. The energy estimation techniques of reducing turbo-generator installation and analysis of the assessment results to determine the feasibility of using excessive pressure steam in a turbo-generator are presented. The high energy efficiency of the reducing turbine generators in boilers generating steam of different pressures is established. The energy performance parameters of cogeneration boiler are received.

Keywords: industrial boiler, thermal scheme, reducing, turbine generator, electric power, energy data.

УДК 621.1.016.4:66.042.88

Єрьомін О.О., Сибір А.В., Губинський В.Й.

Дослідження об'ємно-регенеративного опалення камерної печі на основі математичного моделювання руху газів і теплообміну.

С. 96–106.

Укр.

Бібл. – 20 назв.

У роботі проведено огляд сучасного технічного стану паливних нагрівальних печей камерного типу, розглянуті основні напрямки підвищення ефективності роботи камерних печей. Дана характеристика об'ємно-регенеративного способу опалювання і наведено приклад використання цього способу в нагрівальному колодязі. Проведено математичне моделювання якості спалювання палива з використанням нового пальникового пристрою.

Ключові слова: регенератор, камерна піч, математичне моделювання, економія палива.

Ерёмин А.О., Сибирь А.В., Губинский В.Й.

Исследование объемно-регенеративного отопления камерной печи на основании математического моделирования движения газов и теплообмена.

В работе проведен обзор современного технического состояния топливных нагревательных печей камерного типа, рассмотрены основные направления повышения эффективности работы камерных печей. Дана характеристика объемно-регенеративного способа отопления и приведен пример использования этого способа в нагревательном колодце. Проведено математическое моделирование качества сжигания топлива с использованием нового горелочного устройства.

Ключевые слова: регенератор, камерная печь, математическое моделирование, экономия топлива.

Yeremin A.O., Sybir A.V., Gubinsky V.I.

Research of the volume-based regenerative heating of a chamber stove on the basis of mathematical modelling of gases motion and heat exchange.

The review of the modern technical state of chamber heating stoves is conducted in the paper, the basic ways to increase the efficiency of chamber stove work are considered. Description of the volume-based regenerative method of heating is given and the example of this method use in a heat well is presented. The mathematical modelling of the fuel combustion quality is conducted with the help of the new burner device.

Key words: regenerator, chamber stove, mathematical modelling, economy of fuel.

УДК 620.92.004.82:622.012:669.1.004.18

Курсанов М.В.

Расчёт колеса гидропаровой турбины (ГПТ) на тяговое усилие.

С. 107–114.

Рос.

Бібл. – 12 назв.

На основе уравнения адиабаты для двухфазной среды в координатах «х-Т» получено соотношение для определения реактивной силы. На основе анализа этого соотношения сделаны рекомендации по выбору рациональной конструктивной схемы гидропаровой турбины (ГПТ).

Ключевые слова: гидропаровая турбина (ГПТ), реактивная сила, двухфазная среда, уравнение адиабаты.

Кірсанов М.В.

Калькуляція колеса гідропарової турбіни (ГПТ) на тягове зусилля.

На основі рівняння адіабати для двофазного середовища у коор-

динатах «х-Т» отримано співвідношення для визначення реактивної сили. На основі його аналізу розроблені рекомендації щодо вибору раціональної конструктивної схеми гідропарової турбіни (ГПТ).

Ключові слова: гідропаровая турбіна, реактивна сила, двофазне середовище, рівняння адіабати.

Kirsanov M.V.

Pulling force calculation of the hydro-vapor turbine (HVT) disk.

Relationship for the pulling reactive force was derived on the base of the equation of adiabatic process in two-phase medium with «х-Т» – coordinates. Departing from the relationship analysis recommendations was given about the choice of effective designer of the hydro-vapor turbine (HVT).

Keywords: hydro-vapor turbine (HVT), reactive force, two-phase medium, equation of adiabatic process.

УДК 669.162.23; 621.1.016.4

Кошельник А.В.

Моделирование тепловых процессов в секционных регенеративных теплообменниках высокотемпературных плавильных комплексов.

С. 115–121.

Рос.

Бібл. – 7 назв.

Представлены результаты моделирования работы регенеративных секционных теплообменников с неподвижной огнеупорной насадкой высокотемпературных плавильных комплексов с целью определения динамики изменения параметрических характеристик теплоносителей. Расчеты выполнены с использованием созданного автором программного комплекса, позволяющего моделировать тепловую работу теплообменных устройств данного типа. Получены данные о характере изменения температур холодного и горячего теплоносителя, огнеупорной насадки по высоте теплообменника во времени с учетом особенностей работы секционных регенераторов. Это позволит использовать полученные данные для разработки эффективных многоступенчатых схем утилизации теплового потенциала дымовых газов стекловаренных печей.

Ключевые слова: высокотемпературный плавильный комплекс, секционный регенератор, тепловой расчет, параметры теплоносителей.

Кошельник О.В.

Моделивання теплових процесів у секційних регенеративних теплообмінниках високотемпературних плавильних комплексів.

Представлено результати моделювання роботи регенеративних секційних теплообмінників з нерухомою вогнетривкою насадкою високотемпературних плавильних комплексів з метою визначення динаміки зміни параметричних характеристик теплоносіїв. Розрахунки виконано з використанням створеного автором програмного комплексу, що дозволяє моделювати теплову роботу теплообмінних пристроїв даного типу. Отримано дані щодо характеру зміни температур холодного і гарячого теплоносіїв, вогнетривкої насадки по висоті теплообмінника в часі з урахуванням особливостей роботи секційних регенераторів. Це дозволить використати отримані дані для розробки ефективних багатоступінчастих схем утилізації теплового потенціалу димових газів скловарних печей.

Ключові слова: високотемпературний плавильний комплекс, секційний регенератор, тепловий розрахунок, параметри теплоносіїв.

Koshelnik O.V.

Simulation of Thermal Processes in Sectional Regenerative Heat Exchangers of High-Temperature Melting Complexes.

The results of process simulation of high-temperature melting complexes of regenerative sectional heat exchangers with immobile refractory checker works with the purpose of the dynamics of change of heat transfer agents parametrical characteristics definition are presented. Calculations are carried out using the software created by the author, which allows to simulate the thermal work of heat-exchange devices of the given type. Data about the character of change of temperatures of the cold and hot heat transfer agents and the refractory checker work in heat exchanger height and in time with allowance for the sectional regenerators work characteristic properties are obtained. It will give the opportunity to use the data obtained for the development of effective multistage schemes of recycling of thermal potential of glass furnaces waste gases.

УДК 629.7.023.001.2(082)

Лукиша А.П., Габринец В.А.

Эффективность пористых круглых каналов при движении жидкостного охладителя и граничных условиях первого рода.

С. 122–142.

Рос.

Бібл. – 14 назв.

В работе выполнены численные расчёты, позволившие выявить области режимных и конструктивных параметров пористых каналов, в

которых выигрыш в теплопередаче перекрывает потери в гидравлике. Вычисление эффективности было выполнено для металловолоконистых и металлопорошковых пористых материалов, изготовленных из меди, при движении несжимаемой жидкости – воды и при граничных условиях первого рода. В качестве эталонной поверхности для сравнения была принята гладкостенная труба.

Расчеты показали, что положительный эффект может достигаться в металловолоконистых пористых структурах при малом диаметре канала – порядка 5 мм и меньше; значениях числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале на границе ламинарной и переходной областей – $Re_0 \approx 2000 \div 2300$, значении пористости приблизительно $0,7 \div 0,9$ и относительной длине сравниваемого гладкостенного канала приблизительно 20.

Ключевые слова: эффективность; пористые каналы; ламинарный, переходной, турбулентный режим движения жидкостного охладителя; граничные условия первого рода.

Лукіша А.П., Габринець В.А.

Ефективність пористих круглих каналів при русі рідинного охолоджувача і граничних умовах першого роду.

У роботі виконані числові розрахунки, що дозволили виявити області режимних і конструктивних параметрів пористих каналів, у яких виграш у теплопередачі перекриває втрати в гідравліці. Обчислення ефективності було виконано для металоволокнистих та металлопорошковых пористих матеріалів, виготовлених з міді, при русі нестисливої рідини – води і при граничних умовах першого роду. В якості еталонної поверхні для порівняння була прийнята гладкостінна труба.

Розрахунки показали, що позитивний ефект може досягатись в металоволокнистих пористих структурах при малому діаметрі каналу – порядка 5 мм і менше; значеннях числа Рейнольдса в порівнюваному гладкостінному каналі на границі ламінарної і перехідної областей – $Re_0 \approx 2000 \div 2300$; значенні пористості приблизно $0,7 \div 0,9$ і відносній довжині порівнюваного гладкостінного каналу приблизно 20.

Ключові слова: ефективність; пористі канали; ламінарний, перехідний, турбулентний режим руху рідинного охолоджувача; граничні умови першого роду.

Lukisha A.P., Gabrinets V.A.

Efficiency of porous round canals during the motion of a liquid coolant and the boundary conditions of the first kind.

One of methods increasing effectiveness of the operation of a different kind of heat-exchange inventory is the application of porous round channels made of materials with a high heat conductivity. Along with obvious

advantage - high efficiency of heat transfer due to high heat conductivity of porous insert material, there is also a disadvantage - high hydraulic resistance of porous structures. In the paper the calculations were carried out, which have allowed to discover space parameters of porous channels, where gain in heat transfer would exceed loss in hydraulics. Computation of comparative efficiency was carried out for porous copper-made materials under the motion of incompressible fluid - water – and the first-type boundary conditions. Smooth-wall tube was taken as a reference surface for the comparison.

The calculations showed that the positive effect is reached at a small diameter of the channel - about 5 mm and less, values of Reynolds number in the smooth channel Re_0 on boundary of laminar and transition areas of the flow - $Re_0 = 2000 - 2300$, values of porosity about 0,7 - 0,9 and relative length of the channel about 20.

Key words: effectiveness; porous channels; laminar, transition and turbulent regime of a motion of liquid coolant; first-type boundary condition.

УДК 621.181

Осинцев К.В.

Разработка технологии совместного сжигания на ТЭС разноразных углей и природного газа.

С. 143–156.

Рос.

Бібл. – 30 назв.

Разработана технология совместного сжигания разнородных твердых топлив и природного газа в топках котлов с фронтальной компоновкой многофункциональных горелок. При внедрении на практике данной технологии сжигания разнородного топлива с использованием многофункциональных горелок целесообразно ориентироваться на стабильные характеристики факела, особенно в зонах воспламенения и активного горения. В статье показано, что организация экзотермических процессов в топке относительно небольших размеров достаточно эффективно осуществляется рассредоточенным вводом реагентных потоков; регулированием длины начального участка воспламенения и местоположения максимальной температуры факела достигается минимизация выхода оксидов азота, прямых падающих тепловых потоков в направлении горелочных амбразур и увеличение срока службы горелок.

Ключевые слова: котел, горелка, факельное сжигание.

Осинцев К.В.

Розробка технології спільного спалювання на ТЕС різносортового вугілля і природного газу.

Розроблено технологію спільного спалювання різнорідних твердих палив і природного газу в топках котлів із фронтальною компоновкою багатофункціональних пальників. При впровадженні на практиці даної технології спалювання різнорідного палива з використанням багатофункціональних пальників доцільно орієнтуватися на стабільні характеристики факела, особливо в зонах займання і активного горіння. У статті показано, що організація екзотермічних процесів в топці відносно невеликих розмірів досить ефективно здійснюється розосередженим введенням реагентних потоків; регулюванням довжини початкової ділянки займання і місця розташування максимальної температури факела досягається мінімізація виходу оксидів азоту, прямих падаючих теплових потоків у напрямі пальникових амбразур і збільшення терміну служби пальників.

Ключові слова: казан, пальник, факельне спалювання.

Osintsev K.V.

Development of the mixed-type coals and natural gas co-firing technology for the heat power plant.

The technology of co-firing of heterogeneous solid fuels and natural gas in the boilers with front-engined multi-burner has been elaborated. Practical implementation of the diverse fuel combustion technology using multifunctional burners should be done considering stable characteristics of the torch, especially in areas of active inflammation and burning. Exothermic processes in the furnace of the relatively small size are effectively organized by the dispersed introduction of reagent flows. By regulating the length of the initial inflammation segment and the location of maximum flame temperature it is possible to achieve minimum nitrogen oxides emission, direct incident heat flux in the direction of burner embrasures, and longer lifetime of the burner.

Key words: boiler, burner, flame combustion.

УДК 621.01.216

Павленко А.М., Климов Р.А.

Процессы образования конгломерата капель дисперсной фазы при закипании эмульсий.

С. 157–164.

Рос.

Бібл. – 6 назв.

В данной работе предложена методика расчета параметров закипающих частиц дисперсной фазы эмульсии при их слиянии и дальнейшем образовании конгломерата. Разработанная модель слияния капель эмульсии позволяет получить общую картину изменения параметров частиц эмульсии и, совместно с моделями дробления и перемещения, описать процессы, происходящие при закипании водной фазы эмульсии. Путем математического моделирования, включающего тепловую, гидродинамическую и геометрическую задачи по начальным параметрам отдельных частиц в момент слияния двух наиболее близко расположенных капель эмульсии типа вода-масло при контакте их внешних поверхностей определяются конечные параметры образующегося конгломерата, а также появляется возможность рассмотрения использования процессов дробления отдельных компонент.

Ключевые слова: эмульсия, закипание, дробление, ускорение, неустойчивость, тепловой поток.

Павленко А.М., Клімов Р.О.

Процеси утворення конгломерату крапель дисперсної фази при закипанні емульсій.

В даній роботі запропонована методика розрахунку параметрів закипаючих часток дисперсної фази емульсії при їх злитті і подальшому утворенні конгломерату. Розроблена модель злиття крапель емульсії дозволяє отримати загальну картину зміни параметрів часток емульсії і, спільно з моделями подрібнення і переміщення, описати процеси, що відбуваються при закипанні водної фази емульсії. Шляхом математичного моделювання, що включає теплове, гідродинамічне і геометричне завдання по початковим параметрам окремих часток у момент злиття двох найбільш близько розташованих крапель емульсії типу вода-масло при контакті їх зовнішніх поверхонь визначаються кінцеві параметри конгломерату, що утворюється, а також з'являється можливість розгляду використання процесів дроблення окремих компонент.

Ключові слова: емульсія, закипання, подрібнення, прискорення, нестійкість, тепловий потік.

Pavlenko A.M., Klimov R.O.

Formation processes of conglomerate dispersion phase drops during emulsion effervescence.

The present work proposes the method for calculating parameters of the simmering particles in the dispersion phase of emulsion during their confluence and further formation of conglomerate. The developed model of emulsion drops confluence allows to get the general picture reflecting the

change of the emulsion particles parameters and, alongside with the models of crushing and transposition, to describe processes, that are taking place during the effervescence of the emulsion water phase. The final parameters of the formed conglomerate are determined by mathematical modeling, including thermal, hydrodynamic and geometrical tasks on the initial parameters of separate particles at the moment of confluence of the two most closely located drops of water-oil emulsion at their external surfaces contact, which enables to consider utilization of crushing processes applied to separate components.

Keywords: emulsion, effervescence, crushing, acceleration, instability, thermal flow.

УДК 658.264

Титар С.С., Климчук О.А., Лужанська А.В.

Аналіз принципів схем використання вторинного тепла холодильних машин для потреб теплопостачання.

С. 165-170.

Укр.

Бібл. – 2 назв.

Розглянуто двоступеневі схеми приготування гарячої води, з використанням тепла конденсації холодильної машини системи кондиціювання. У першому випадку розглядається теплопостачання системи гарячого водопостачання при розрахунку на максимальне споживання води. У другому випадку представлена система теплопостачання з єдиним баком-акумулятором для 1-го та 2-го ступенів, при цьому теплообмінні апарати розраховані на середньогодинну витрату гарячої води. У третьому випадку для підвищення ефективності використання тепла конденсації холодоагенту кожен із ступенів системи гарячого водопостачання має свій бак акумулятор. У всіх представлених випадках теплопостачання 1-го ступеня здійснюється від конденсатору холодильної машини, а 2-го ступеня – від традиційної системи теплопостачання. Проведено аналіз ефективності представлених схем та показано економію палива за рахунок використання тепла конденсації холодоагенту.

Ключові слова: рекуперація, утилізація тепла, теплопостачання будівлі.

Титарь С.С., Климчук А.А., Лужанская А.В.

Анализ принципиальных схем использования вторичного тепла холодильных машин для нужд теплоснабжения.

Рассмотрены двухступенчатые схемы подготовки горячей воды, с использованием тепла конденсации холодильной машины. В первом случае рассматривается теплоснабжение системы горячего водоснабжения при расчете на максимальное водопотребление. Во втором случае представлена система теплоснабжения с единым баком аккумулятором для 1-й и 2-й ступени, при этом теплообменные аппараты рассчитаны на средний часовой расход горячей воды. В третьем случае для повышения эффективности использования тепла конденсации хладагента каждая из ступеней системы горячего водоснабжения имеет свой бак аккумулятор. Во всех представленных случаях теплоснабжение 1-й ступени осуществляется от конденсатора холодильной машины, а 2-й ступени от традиционной системы теплоснабжения. Проведен анализ эффективности представленных схем и показана экономия топлива за счет использования тепла конденсации хладагента.

Ключевые слова: рекуперация, утилизация тепла, теплоснабжение здания.

Titar S.S., Klimchuk A.A., Luzhanskaja A.V.

The analysis of the basic schemes of refrigerators secondary heat use for the needs of heat supply.

Various schemes of hot water preparation using heat of refrigerator condensation are considered. The analysis of the presented schemes efficiency is carried out and the economy of fuel at the expense of the condensation heat use is shown.

Keywords: recuperation, heat recycling, a building heat supply.

УДК 536.24:631.371

Ткаченко С.Й., Резидент Н.В., Пішеніна Н.В.

Удосконалення експериментально-розрахункового методу.

С. 171–183.

Укр.

Бібл.— 6 назв.

Проведено удосконалення розрахункової частини експериментально-розрахункового методу для визначення інтенсивності теплообміну між металевою стінкою і рідинами з обмеженою інформацією по теплофізичним властивостям. В результаті удосконалення з'являється можливість більш коректного вибору модельної рідини і визначення її параметрів. Чисельним експериментом визначено, що доцільно приймати модельною ту рідину, температура якої найближча до температури досліджуваної суміші. За теплофізичними властивостями вибра-

ної модельної рідини більш точно визначається поправка переходу із базового режиму в шуканий, поправка на напрямок передачі теплоти, здійснюється перевірка правильності вибору шуканого режиму теплообміну. Оскільки органічні суміші являють собою суспензії на основі води, то модельною рідиною для таких сумішей, найбільш вірогідно, можуть бути водні розчини.

Ключові слова: біоконверсія, теплообмін в органічних сумішах, вимушена конвекція, вільна конвекція, режими теплообміну, критеріальні рівняння.

Ткаченко С.И., Резидент Н.В., Пишенина Н.В.

Усовершенствование экспериментально-расчетного метода.

Проведено усовершенствования расчетной части экспериментально-расчетного метода для определения интенсивности теплообмена между металлической стенкой и жидкостями с ограниченной информацией по теплофизическим свойствам. В результате усовершенствования появляется возможность более корректного выбора модельной жидкости и определение ее параметров. Численным экспериментом определено, что целесообразно принимать модельной ту жидкость, температура которой ближайшая к температуре исследуемой смеси. По теплофизическим свойствам выбранной модельной жидкости более точно определяется поправка перехода из базового режима в искомый режим, поправка на направление передачи теплоты, осуществляется проверка правильности выбора искомого режима теплообмена. Поскольку органические смеси представляют собой суспензии на основе воды, то модельной жидкостью для таких смесей могут быть водные растворы.

Ключевые слова: биоконверсия, теплообмен в органических смесях, вынужденная конвекция, свободная конвекция, режимы теплообмена, критериальные уравнения.

Tkachenko S.I., Rezident N.V., Pishenina N.V.

Improvement of experimental-calculation method.

Experimental-calculation method for determining intensity of heat transfer from the metal wall to liquids, for which information on thermo physical properties is limited, is improved. This improvement makes it possible to correctly select a more appropriate model fluid and determine its parameters. By numerical experiment it is defined that it is expedient to accept as a model that liquid, whose temperature is the nearest to the investigated mixture temperature. Data on the thermo physical properties of the chosen model liquid allow to amend the transition from a base mode into the required mode, the heat transfer direction, to check the correctness of the required heat exchange mode choice. As organic mixtures are water-

based suspensions, water solutions can serve as model liquids for such mixtures.

Key words: bioconversion, heat transfer in organic mixtures, forced convection, free convection, heat transfer modes, criterial equation.

УДК 51-74:669.162-669.181.4

Федоров С.С., Форись С.Н., Хейфец Р.Г., Губинский М.В., Усенко А.Ю., Ковпак А.Г., Агаджанян А.В.

Исследование процессов смесеобразования в шахтных известково-обжиговых печах.

С. 184– 197.

Рос.

Бібл. – 14 назв.

Шахтные известково-обжиговые печи являются крупными потребителями природного газа. Эффективность работы таких агрегатов определяется условиями перемешивания топлива и окислителя в слое кускового материала. Для изучения механизмов смесеобразования были проведены комплексные экспериментальные и расчетно-теоретические исследования работы шахтной известково-обжиговой печи производительностью 200 т/сут с центральным и периферийным подводом топлива. Установлено, что турбулентная диффузия газа оказывает существенное влияние на характер тепло- и массообменных процессов в известково-обжиговых печах. Учет данного фактора при математическом моделировании существенно повышает точность модели.

Ключевые слова: известь, шахтная печь, природный газ, воздух, смесеобразование.

Федоров С.С., Форись С.М., Хейфец Р.Г., Губинський М.В., Усенко А.Ю., Ковпак Г.Г., Агаджанян А.В.

Дослідження процесів сумішоутворення в шахтних вапняно-випалювальних печах.

Шахтні вапняно-випалювальні печі є великими споживачами природного газу. Ефективність роботи таких агрегатів визначається умовами перемішування палива й окислювача в шарі кускового матеріалу. Для вивчення механізмів сумішоутворення були проведені комплексні експериментальні й розрахунково-теоретичні дослідження роботи шахтної вапняно-випалювальної печі продуктивністю 200 т/доб із центральним та периферійним підведенням палива. Установлено, що турбулентна дифузія газу впливає на характер процесів тепломасооб-

міну у вапняно-випалювальних печах. Врахування даного фактору при математичному моделюванні істотно підвищує точність моделі.

Ключові слова: вапно, шахтна піч, природний газ, повітря, сумішоутворення.

Fedorov S.S., Foris S.M., Heifets R.G., Gubinsky M.V., Usenko A.Y., Koypak G.G., Agadganjan A.V.

The research of gas-mixing process in shaft limekilning furnaces.

The shaft lime kilning furnaces are the major consumers of natural gas. The effectiveness of such units is determined by the conditions of mixing fuel and oxidizer in lump material layer. To study the mechanisms of mixing, comprehensive experimental and calculation-theoretical studies of shaft lime kilning furnace capacity of 200 tons per day with the central and peripheral supply of fuel were carried out. It has been established that the turbulent diffusion of gas has a significant impact on the character of heat and mass transfer processes in shaft lime kilning furnace. Considering this factor in the mathematical modelling significantly improves the accuracy of the model.

Key words: lime, shaft furnace, natural gas, air, gas-mixing.

УДК 629.3.027.5:621.1.016.4

Шантала М.В., Аронович Ф.Д.

Экспериментально-теоретическое исследование нагрева сверхкрупногабаритной шины при вулканизации.

С. 198–208.

Рос.

Бібл. – 12 назв.

Приведены результаты экспериментальных замеров температур во время вулканизации сверхкрупногабаритной шины размера 33.00-51. Выполнено сравнение расчетных и экспериментальных данных. В основу расчета положено трехмерное уравнение теплопроводности, которое решается методом конечных элементов и позволяет учесть особенности сложной многослойной конструкции покрышки. К конструктивным особенностям отнесена сложная геометрия рисунка протектора, которая формирует область приложения граничных условий на наружной поверхности шины. Это обстоятельство играет важную роль в распределении температур по толщине шины и расположении труднопрогреваемой зоны покрышки. Эта зона является определяющей для разработки режима вулканизации. Результаты расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментом.

Ключевые слова: вулканизация, тепловой режим, теплообмен, шина, покрышка, метод конечных элементов.

Шаптала М.В., Аронович Ф.Д.

Експериментально-теоретичне дослідження нагрівання надвеликогабаритної шини при вулканізації.

Наведені результати експериментальних вимірів температур під час вулканізації надвеликогабаритної шини розміру 33.00-51. Виконано порівняння розрахункових і експериментальних даних. В основу розрахунку покладено тривимірне рівняння теплопровідності, яке вирішується методом скінченних елементів і дозволяє врахувати особливості складної багатошарової конструкції покриття. До конструктивних особливостей віднесена складна геометрія рисунка протектора, яка формує область прикладання граничних умов на зовнішній поверхні шини. Ця обставина відіграє важливу роль в розподілу температур по товщині шини і положення зони покриття, що важко прогрівається. Ця зона є визначальною для розробки режиму вулканізації. Результати розрахунків задовільно узгоджуються з експериментом.

Ключові слова: вулканізація, тепловий режим, теплообмін, шина, покриття, метод скінченних елементів.

Shaptala M.V., Aronovich F.D.

Experimental and theoretical research into heating of the superlarge-size tire during vulcanization.

The results of experimental measurements of temperatures during vulcanization of a super large tire of the size 33.00-51 are presented. The comparison of calculation and experimental data is fulfilled. The calculation is based on the three-dimensional heat conductivity equation, which is solved by finite elements method and allows to consider peculiarities of a complex multilayered tire design. Among the design features we focus on the sophisticated geometry of the tread pattern which forms application domain of boundary conditions on the tire external surface. This fact plays an important role in the distribution of temperature across the tire thickness and location of the area that is hard to heat. This zone is decisive for the development of tire curing process. The results of calculations satisfactorily comply with experiment.

Key words: vulcanization, thermal regime, heat exchange, tire, finite elements method.

УДК 669.162

Шашкин В.Ю., Торопов Е.В.

Динамические процессы в аэромеханических системах с нагнетателями.

С. 209–216.

Рос.

Бібл. — 5 назв.

В работе рассматривается динамика и условия устойчивой работы аэромеханической системы с нагнетателями. Приводятся уравнение, описывающее динамику системы, включающей массовые, упругие силы и силы сопротивления, а так же выражения для определения коэффициента затухания и собственной частоты колебательной системы. На основании этих выражений оценивается поведение системы, наличие равновесных точек, устойчивость этих точек. Сформулированы условия статической устойчивости системы в равновесной точке, а также условия наличия и отсутствия самовозбуждения колебаний в системе. Проводится анализ условий динамической устойчивости. Также сформулированы условия устойчивости системы в зависимости от отношения сосредоточенной акустической массы к сосредоточенной акустической емкости.

Ключевые слова: воздуходувная машина, динамика, система, устойчивость, помпаж.

Шашкин В.Ю., Торопов Е.В.

Динамічні процеси в аеромеханічних системах з нагнітачами.

У роботі розглянуто динаміку і умови сталої роботи аеромеханічної системи з нагнітачами. Наведено рівняння, що описує динаміку системи, яка включає масові, пружні сили і сили опору, а також вирази для визначення коефіцієнта угамування і власної частоти коливної системи. На підставі цих виразів оцінюється поведінка системи, наявність рівноважних точок, стійкість цих точок. Сформульовано умови статичної стійкості системи в рівноважній точці, а також умови наявності і відсутності самозбудження коливань в системі. Проводиться аналіз умов динамічної стійкості. Також сформульовано умови стійкості системи залежно від відношення зосередженої акустичної маси до зосередженої акустичної ємності.

Ключові слова: повітродмухальна машина, динаміка, система, стійкість, помпаж.

Shashkin V.J., Toropov E.V.

Dynamic processes in aeromechanical systems with blowers.

In present research the dynamics and stable operation conditions of aeromechanical system with blowers have been considered. The research

gives equations, which describe the system dynamics and include mass forces, resilience forces, resistance forces and expressions for evaluation of damping coefficient and own frequency of the oscillating system. On the basis of these equations, the system behavior, equilibrium points existence and stability can be estimated. System static stability conditions in an equilibrium point, as well as presence and absence of self-excitation of oscillations conditions are stated. Dynamic stability conditions analysis is performed. In addition, system stability conditions against concentrated acoustic mass and density ratio is formulated.

Key words: air blower, dynamics, system, stability, surge.

УДК 662.743

Шишко Ю.В., Губинский С.М., Хейфец Р.Г., Усенко А.Ю., Кремнева Е.В., Шевченко Г.Л.

Комплексная технология термической переработки отходов биомассы.

С. 217–227.

Рос.

Бібл.- 23 назв.

Предложена двухстадийная технология переработки отходов биомассы: первая стадия – пиролиз биомассы, вторая стадия – переработка полученного коксового остатка (биоугля). Проведены экспериментальные и расчетные исследования процесса термической переработки биомассы во взвешенном и плотном слое. Определены основные режимные параметры процесса пиролиза: предельные скорости воздушного потока и время пребывания отходов биомассы во взвешенном слое, удельные расходы воздуха при реализации режима фильтрационного горения в плотном слое, скорость движения волны горения, состав продуктов разложения биомассы, эффективность процессов окислительного пиролиза.

Ключевые слова: биомасса, двухстадийная технология, пиролиз, взвешенный слой, фильтрационное горение.

Шишко Ю.В., Губинський С.М., Хейфець Р.Г., Усенко А.Ю., Кремнева К.В., Шевченко Г.Л.

Комплексна технологія термічної переробки відходів біомаси.

Запропоновано двохстадійну технологію переробки відходів біомаси: перша стадія – піроліз біомаси, друга стадія – переробка отриманого коксового залишку (біовугілля). Проведено експериментальні і розрахункові дослідження процесу термічної переробки біомаси в зваженому і щільному шарі. Визначено основні режимні параметри

процесу піролізу: граничні швидкості повітряного потоку і час перебування відходів біомаси в зваженому шарі, питомі витрати повітря при реалізації режиму фільтраційного горіння в щільному шарі, швидкість руху хвилі горіння, склад продуктів розкладання біомаси, ефективність процесу окислювального піролізу.

Ключові слова: біомаса, двостадійна технологія, піроліз, зважений шар, фільтраційне горіння.

Shishko J.V., Gubinsky S.M., Heifets R.G., Usenko F.Y., Kremneva E.V., Shevchenko G.L.

The complex technology of biomass waste thermal processing.

The two-phase processing technology of biomass waste is suggested: the first stage is biomass pyrolysis, the second stage is processing of the obtained coke residue (biocoal). Experimental and calculation research of biomass thermal treatment process in suspended and dense bed has been carried out. The basic regime parameters of pyrolysis process are defined: speed range of air flow and time of biomass waste stay in the suspended layer, specific consumption of air during filtration burning in a dense bed, motion speed of the burning wave, products structure of biomass decomposition, efficiency of oxidizing pyrolysis processes.

Key words: biomass, two-phase processing technology, pyrolysis, suspended bed, filtration burning.

УДК 504.05: 669 [075/8]

Ярошенко Ю.Г., Карелов С.В., Советкин В.Л., Матюхин В.И.
Ресурсо-экологические проблемы металлургии России.

С. 228–234.

Рус.

Библ. – 3 назв.

Выполнен анализ ресурсо-экологических проблем металлургии, которые имеют особую остроту для старопромышленных регионов России. Оценены возможности экологизации производств на основе производственного и глобального рециклингов вторичных материальных и энергетических ресурсов металлургии.

Ключевые слова: вторичные ресурсы, глобальный рециклинг, производственный рециклинг.

Ярошенко Ю.Г., Карелов С.В., Советкин В.Л., Матюхин В.И.
Ресурсо-екологічні проблеми металургії Росії.

Виконано аналіз ресурсо-екологічних проблем металургії, які мають особливу гостроту для старопромилових регіонів Росії. Нада-

но можливості екологізації виробництв на основі виробничого і глобального рециклінгів вторинних матеріальних і енергетичних ресурсів металургії.

Ключові слова: вторинні ресурси, глобальний рециклінг, виробничий рециклінг.

Yaroshenko Y.G., Karelov S.V., Sovetkin V.L., Matyukhin V.I.

Environmental and resources related problems analysis in Russian metallurgy.

The analysis of resource and environmental problems of metallurgy, which are particularly acute for old Russian industrial regions is done. Possibilities of environmental improvement in production were estimated based on industrial and global recycling of secondary material and energy resources in metallurgy.

Key words: secondary resources, global recycling, industrial recycling.

ЗМІСТ

<i>Алексеев Г.Ф., Яковлева А.В.</i> Методика расчета угловых коэффициентов при отоплении «темными» U-образными трубными излучателями.	5
<i>Безродный М.К., Барабаш П.А., Назарова И.А., Костюк А.П.</i> О беспровальном режиме работы проточного барботажного слоя.	12
<i>Безродный М.К., Куделя П.П., Дроздова О.І.</i> Порівняльний ексергетичний аналіз теплонасосних та традиційних систем опалення.	22
<i>Безродный М.К., Куделя П.П., Кутра Д.С.</i> Термодинамічний аналіз теплонасосної сушильної установки для сушіння деревини.	35
<i>Бойко В.Н., Салтыкова Е.А.</i> Методика аэродинамического расчета циклонной печи для производства мелкодисперсной извести.	49
<i>Босенко Т.М.</i> Нерівноважні процеси теплопровідності в твердих матеріалах.	57
<i>Веселовський В.Б., Босенко Т.М.</i> Врахування релаксуючих ефектів у рівняннях теплопровідності швидкісного типу.	67
<i>Габринец В.А.</i> Температурный стационарный режим жидкостного теплового аккумулятора энергии при наличии отвода и подвода теплоты.	78
<i>Гичёв Ю.А., Чувакин А.В.</i> Энергетическая эффективность редуцирующих турбогенераторов в промышленных котельных.	84
<i>Єрсьомін О.О., Сибір А.В., Губинський В.Й.</i> Дослідження об'ємно-регенеративного опалення камерної печі на основі математичного моделювання руху газів і теплообміну.	96

<i>Кирсанов М.В.</i> Расчёт колеса гидропаровой турбины (ГПТ) на тяговое усилие.	107
<i>Кошельник А.В.</i> Моделирование тепловых процессов в секционных регенеративных теплообменниках высокотемпературных плавильных комплексов.	115
<i>Лукиша А.П., Габринец В.А.</i> Эффективность пористых круглых каналов при движении жидкостного охладителя и граничных условиях первого рода.	122
<i>Осинцев К.В.</i> Разработка технологии совместного сжигания на ТЭС разнородных углей и природного газа.	143
<i>Павленко А.М., Климов Р.А.</i> Процессы образования конгломерата капель дисперсной фазы при закипании эмульсий.	157
<i>Титар С.С., Климчук О.А., Лужанська А.В.</i> Аналіз принципових схем використання вторинного тепла холодильних машин для потреб теплопостачання.	165
<i>Ткаченко С.Й., Пішеніна Н.В., Резидент Н.В.</i> Удосконалення експериментально-розрахункового методу.	171
<i>Федоров С.С., Форись С.Н., Хейфец Р.Г., Губинский М.В., Усенко А.Ю., Ковпак А.Г., Агаджанян А.В.</i> Исследование процессов смесеобразования в шахтных известково-обжиговых печах.	184
<i>Шаптала М.В., Аронович Ф.Д.</i> Экспериментально-теоретическое исследование нагрева сверхкрупногабаритной шины при вулканизации.	198
<i>Шашкин В.Ю., Торопов Е.В.</i> Динамические процессы в аэромеханических системах с нагнетателями.	209
<i>Шишко Ю.В., Губинский С.М., Хейфец Р.Г., Усенко А.Ю., Кремнева Е.В., Шевченко Г.Л.</i> Комплексная технология термической переработки отходов биомассы.	217

<i>Ярошенко Ю.Г., Карелов С.В., Советкин В.Л., Матюхин В.И.</i> Ресурсо-экологические проблемы металлургии России.	228
АНОТАЦІЇ.	235

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць
Міністерство освіти і науки України
Національна металургійна академія України

ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА ТА ПРОМИСЛОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

Українською, російською та англійською мовами

Технічний редактор **Т.М. Шемет**
Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 20.05.2010 р.
Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України
(протокол № 7 від 25.05.2010 р.)

Оригінал-макет наукового видання розроблено редакцією збірника «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» спільно з редакційно-видавничим відділом Національної металургійної академії України.

Підписано до друку 25.05.2010 р. Формат 84х108/32 Папір офсетний.
Умовн. друк. арк. 15,8. Тираж 300 прим. Замов. №

Віддруковано у видавництві «Нова ідеологія» з оригінал-макета замовника.
49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а.
Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

Т 38 **Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика** : збірник наукових праць. – Випуск 2. – Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2010. – 268 с.

ISSN 2077-1134

До збірника увійшли статті, в яких наведено результати досліджень з технічної теплофізики та промислової теплоенергетики.

УДК 621.1